

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční a výpočtový návrh kuželové rozvodovky
pro pohon svislých válců válcovací stolice

Design and a Calculation of a Final Bevel Drive Assembly
for Driving of a Rolling Stand Vertical Rolls

Student:
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Adam Hoza
prof. Ing Zdeněk Dejl, CSc.

Ostrava 2009



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Konstrukční a výpočtový návrh kuželové rozvodovky pro pohon svislých válců válcovací stolice

Design and a Calculation of a Final Bevel Drive Assembly for Driving of a Rolling Stand Vertical Rolls

Student: Bc. Adam Hoza
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Navrhněte převodovou skříň se dvěma kuželovými soukolími na vstupním hřídeli, která slouží pro pohon dvou svislých válců válcovací stolice. Návrh skříně bude vycházet ze zátěžného spektra naměřeného na skutečném zařízení, parametry tohoto spektra představují vstupní parametry pro konstrukční návrh a pevnostní výpočty.
2. Proveďte výpočet životnosti ozubení v dotyku a v ohybu, výpočet životnosti ložisek a hřídele ve vybraných místech na základě zadaného zátěžného spektra. Pro tyto výpočty využijte program ŽIVOT, který je na katedře k dispozici.
3. Nakreslete výkres sestavení převodové skříně ve třech pohledech a dílenský výkres jednoho kuželového kola a vstupního hřídele.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: mín. 60 stran textu mimo přílohy.

Výkres sestavení a výkres ozubeného kola a hřídele.

Seznam doporučené literatury:

MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Montanex a.s. Ostrava, 2001, ISBN 80-7078-920-4.

BOLEK, A., KOCHMAN, J. A KOL.: *Části strojů – 2. svazek. Technický průvodce 6.* SNTL Praha, 1990, ISBN 80-03-00426-8.

DEJL, Z., POLTA, Z.: *Měření zátěžných spekter na pohonu svistých válců válcovací stolice v ŽDB Bohumín. Výzkumná zpráva č. D4 – 347/2004, VŠB-TU Ostrava, 2004.*

ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.*


Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.

Data zadání diplomové práce: 21. listopadu 2008

Akademický rok: 2008/2009




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....

Anotace diplomové práce

Hoza, A. Konstrukční a výpočtový návrh kuželové rozvodovky pro pohon svislých válců válcovací stolice. Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB Technická univerzita Ostrava, 2009, 64 s, Diplomová práce, vedoucí prof. Ing. Zdeněk Deil, CSc.

V úvodu je shrnut postup vypracování diplomové práce. Jsou zde uvedeny hlavní cíle práce. Ve druhé kapitole jsou uvedeny základní údaje potřebné k řešení kuželové rozvodovky. Třetí kapitola se zabývá zpracováním naměřených hodnot a jejich úpravou pro potřeby výpočtů. Čtvrtá kapitola obsahuje výpočty částí rozvodovky na základě jmenovitého krouticího momentu. V páté kapitole jsou vypočteny životnosti součástí dle zadání diplomové práce. V závěru je provedeno zhodnocení cílů diplomové práce.

Die Annotation der Diplomarbeit

Hoza, A. Der Konstruktions und Rechenentwurf des Kugelverteiler getrieben für den Antrieb der vertikalen Zylinder des Walzwerkes. Ostrau: Katheder für Maschinenteile und Maschinenmechanismen, Maschinenfakultät VŠB Technische Universität Ostrau, 2009, 64 Seiten, Diplomarbeit, Leiter prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.

Im Vorwort der Diplomarbeit wird der Vorgang des Ausarbeitens resümiert. Hier werden die Hauptziele der Arbeit angegeben.

Im zweiten Kapitel werden die für Lösung des Kugelverteiler getriebes nötigen Grundangaben angeführt.

Das dritte Kapitel behandelt die Bearbeitung der gemessenen Werte und dessen Umformulierung für den Bedarf der Berechnung.

Das vierte Kapitel enthält die Berechnungen der Teile von Verteilergetriebe auf Grund des nominalen drehenden Moments.

Im fünften Kapitel wird die Lebensdauer der Teile nach der Aufgabe der Diplomarbeit ausgerechnet.

In der Zusammenfassung wird die Beurteilung der Ziele der Diplomarbeit vorgenommen.

Seznam použitého značení

b - korekce Wöhlerovy křivky pro Haibachovu hypotézu	[-]
b_w - šířka ozubení	[mm]
c_a^* - jednotková hlavová vůle	[-]
d - malý průměr v místě vrubu	[mm]
d_h - nejmenší průměr výstupu rozvodovky	[mm]
d_H - nejmenší průměr vstupu rozvodovky	[mm]
d_{ml} - střední roztečný průměr výstupního kola	[mm]
d_o - průměr hladkého vzorku	[mm]
d_1 - průměr hřídele v nalisovaném spoji vstupního kola	[mm]
d_2 - průměr hřídele v nalisovaném spoji výstupního kola	[mm]
e - výpočtový faktor ložisek	[-]
e_{1max} - horní mezní úchylka rozměru vstupního hřídele pod nalisováním	[μ m]
e_{1min} - dolní mezní úchylka rozměru vstupního hřídele pod nalisováním	[μ m]
e_{2max} - horní mezní úchylka rozměru výstupního hřídele pod nalisováním	[μ m]
e_{2min} - dolní mezní úchylka rozměru výstupního hřídele pod nalisováním	[μ m]
f - součinitel tření v nalisování	[-]
h - korekce Wöhlerovy křivky pro hypotézu Corten-Dolan	[-]
h_a^* - jednotková výška hlavy zubu	[-]
h_f^* - jednotková výška paty zubu	[-]
i_F - poměr axiální k radiální síle na ložiscích	[-]
j - číslo hladiny	[-]
k - součinitel bezpečnosti	[-]
l_{min} - minimální délka evolventního drážkování	[mm]
l_{sk} - skutečná délka evolventního drážkování	[mm]
l_1 - délka nalisování na vstupním hřídeli	[mm]
l_2 - délka nalisování na výstupním hřídeli	[mm]
m - modul evolventního drážkování	[mm]
m_n - střední normální modul ozubení	[mm]
m_t - vnější tečný modul ozubení	[mm]
n - součinitel bezpečnosti evolventního drážkování	[-]
n_c - celková bezpečnost	[-]
n_o - bezpečnost v ohybu	[-]

n_{τ} - bezpečnost v krutu	[-]
n_1 - otáčky výstupního hřídele	[ot/min]
p - číslo hladiny, exponent Wöhlerovy křivky pro výpočet ložisek	[-]
p_d - dovolený tlak v evolventním drážkování	[MPa]
p_{1max} - maximální tlak v nalisování na vstupním hřídeli	[MPa]
p_{1min} - minimální tlak v nalisování na vstupním hřídeli	[MPa]
p_{2max} - maximální tlak v nalisování na výstupním hřídeli	[MPa]
p_{2min} - minimální tlak v nalisování na výstupním hřídeli	[MPa]
q - součinitel vrubové citlivosti	[-]
q_F - směrnice Wöhlerovy křivky pro výpočet ozubení v ohybu	[-]
q_H - směrnice Wöhlerovy křivky pro výpočet ozubení v dotyku	[-]
r_1 - poloměr hřídele v nalisovaném spoji vstupního kola	[mm]
r_2 - poloměr hřídele v nalisovaném spoji výstupního kola	[mm]
s_{F1} - bezpečnost v ohybu výstupního kola	[-]
s_{F2} - bezpečnost v ohybu vstupního kola	[-]
s_{H1} - bezpečnost v ohybu výstupního kola	[-]
w - směrnice Wöhlerovy křivky	[-]
s_{H2} - bezpečnost v ohybu vstupního kola	[-]
z - počet zubů evolventního drážkování	[-]
z_{v1} - počet zubů virtuálního pastorku	[-]
z_{v2} - počet zubů virtuálního kola	[-]
z_1 - počet zubů výstupního kola	[-]
z_2 - počet zubů vstupního kola	[-]
z_5 - počet zubů vstupního kola	[-]
z_6 - počet zubů výstupního kola	[-]
z_7 - počet zubů vstupního kola	[-]
z_8 - počet zubů výstupního kola	[-]
C - dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_n - rozměrová konstanta náboje	[-]
C_o - statická únosnost ložiska	[kN]
D - velký průměr v místě s vrubem, jmenovitý průměr drážkování	[mm]
D_{a1} - Hlavový průměr náboje drážkování na vstupním hřídeli	[mm]
D_{a2} - Hlavový průměr náboje drážkování na výstupním hřídeli	[mm]

D_c - celkový stupeň poškození	[-]
D_s - střední průměr drážkování	[mm]
D_1 - průměr myšleného válcového náboje nalisování vstupního kola 1	[mm]
D_2 - průměr myšleného válcového náboje nalisování výstupního kola	[mm]
E - modul pružnosti v tahu	[MPa]
E_{lmax} - horní mezní úchylka díry v náboji vstupního kola 1	[μm]
E_{lmin} - dolní mezní úchylka díry v náboji vstupního kola 1	[μm]
E_{2max} - horní mezní úchylka díry v náboji výstupního kola	[μm]
E_{2min} - dolní mezní úchylka díry v náboji výstupního kola	[μm]
F - zatěžující síla v drážkování	[N]
F_a - axiální síla působící na ložisko	[N]
F_r - axiální síla působící na ložisko	[N]
F_{aj} - axiální síla působící na ložisko pro hladinu j	[N]
F_{rj} - radiální síla působící na ložisko pro hladinu j	[N]
F_{a1} - axiální síla na výstupním kole	[N]
F_{a2} - axiální síla na vstupním kole	[N]
F_{a60} - axiální síla na výstupním kole pro krouticí moment M_{k60}	[N]
F_{r1} - radiální síla na výstupním kole	[N]
F_{r2} - radiální síla na výstupním kole	[N]
F_{t1} - tečná síla na výstupním kole	[N]
F_{t2} - tečná síla na vstupním kole	[N]
$F_{a2,j}$ - axiální síla na vstupním kole pro hladinu zatížení j	[N]
$F_{r2,j}$ - radiální síla na vstupním kole pro hladinu zatížení j	[N]
$F_{t2,j}$ - tečná síla na vstupním kole pro hladinu zatížení j	[N]
I_v - počet vyválnovaných vývalků	[kusy]
K_A - součinitel respektování vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS} - součinitel jednorázového přetížení	[-]
$K_{H\beta}$ - součinitel dotyku zubů	[-]
L - životnost součásti	[roky]
L_C - životnost součásti v cyklech	[cykly]
L_h - životnost ozubení	[hodiny]
L_s - součet všech cyklů	[-]
M_j - jmenovitý krouticí moment	[kNm]
M_{kj} - krouticí moment na vstupním hřídeli pro hladinu j	[kNm]

M_{kl} - krouticí moment na vstupním hřídeli pro hladinu $j=1$	[kNm]
M_{k50} - krouticí moment na výstupním hřídeli pro rozložení zatížení 50 % - 50 %	[kNm]
M_{k60} - krouticí moment na výstupním hřídeli pro rozložení zatížení 60 % - 40 %	[kNm]
N_c - bazový počet cyklů	[-]
N_{Flim} - limitní počet cyklů pro zatížení ozubení ohybem	[-]
N_{Hlim} - limitní počet cyklů pro zatížení ozubení dotykem	[-]
N_j - počet cyklů zatížení na hladině j	[-]
P - pravděpodobnost poruchy	[%]
P_j - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska na hladině j	[N]
P_{jm} - ekvivalentní jmenovité dynamické zatížení ložiska na hladině j	[N]
R - poloměr zaoblení v místě vrubu	[mm]
R_a - drsnost povrchu v místě vrubu	[μm]
R_{dm} - délka površky do středu zubu	[mm]
R_m - mez pevnosti v tahu	[MPa]
$R_{p0,2}$ - mez kluzu v tahu	[MPa]
R_1 - poloměr myšleného válcového náboje nalisování vstupního kola 1	[mm]
R_2 - poloměr myšleného válcového náboje nalisování výstupního kola	[mm]
Y_1 - výpočtový faktor ložisek	[-]
Y_2 - výpočtový faktor ložisek	[-]
α_o - součinitel tvaru	[-]
α_n - normální úhel záběru	[°]
β - úhel sklonu zubu	[°]
β_o - vrubový součinitel	[-]
δ_1 - úhel roztečného kužele na výstupním kole	[°]
η_L - účinnost ložiska	[-]
η_P - účinnost převodu, součinitel povrchu	[-]
ν - součinitel velikosti	[-]
ρ^* - jednotkový poloměr zaoblení	[-]
σ_{cs50} - mez únavy součásti s vrubem	[MPa]
σ_{c50} - mez únavy hladké součásti	[MPa]
σ_o - ohybové napětí	[MPa]
σ_{oj} - ohybové napětí pro hladinu j	[MPa]
σ_{red} - redukované napětí	[MPa]

$\sigma_{red,j}$ - redukované napětí na hladině zatížení j	[MPa]
σ_{Fhj} - napětí v ohybu na hladině j	[MPa]
σ_{Hhj} - napětí v dotyku na hladině j	[MPa]
σ_{F1} - napětí v ohybu na výstupním kole	[MPa]
σ_{F2} - napětí v ohybu na vstupním kole	[MPa]
σ_{FP1} - přípustné napětí v ohybu na výstupním kole	[MPa]
σ_{FP2} - přípustné napětí v ohybu na vstupním kole	[MPa]
σ_{H1} - napětí v dotyku na výstupním kole	[MPa]
σ_{H2} - napětí v dotyku na vstupním kole	[MPa]
σ_{HP1} - přípustné napětí v dotyku na výstupním kole	[MPa]
σ_{HP2} - přípustné napětí v dotyku na vstupním kole	[MPa]
τ - napětí v krutu v místě vrubu	[MPa]
τ_j - napětí v krutu pro hladinu j	[MPa]
τ_{KD} - dovolené napětí v krutu	[MPa]
φ_j - poměrný počet cyklů na hladině j	[-]
ΣN_j - součet všech cyklů v hladinách	[-]
\sqrt{a} - Neuberova konstanta	[-]

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení.....	6
1. Úvod.....	12
2. Základní údaje pro pohon vertikálních válců válcovací stolice.....	13
2.1 Kinematické schéma pohonu.....	13
2.2 Fotografie pohonu svislých válců válcovací stolice.....	14
2.3 Měření krouticího momentu a otáček.....	14
2.4 Měřené vývalky.....	15
2.5 Záznam hodnot pro sledovaný předvalek.....	16
3. Schematizace zátěžného spektra.....	18
3.1 Příklad schematizace průběhu zatížení.....	18
3.2 Schematizace celého průběhu zatížení.....	19
4. Návrh součástí rozvodovky ze jmenovitého momentu M_j.....	21
4.1 Výpočet průměru vstupního hřídele.....	21
4.2 Výpočet průměru výstupního hřídele.....	22
4.3 Výpočet evolventního drážkování na vstupu rozvodovky.....	23
4.4 Výpočet evolventního drážkování pod vstupním kolem 2.....	24
4.5 Výpočet evolventního drážkování na výstupech rozvodovky.....	24
4.6 Návrhový výpočet ozubení.....	25
4.7 Výpočet nalisování vstupního kola 1.....	28
4.8 Výpočet nalisování pod výstupním kolem.....	30
4.9 Výpočet sil v ozubení.....	33
4.10 Výpočet bezpečností ve zvolených místech hřidelí.....	34
5. Výpočet životnosti rozhodujících součástí rozvodovky.....	43
5.1 Výpočet životnosti hřídele.....	43
5.2 Výpočet životnosti ozubení kuželových kol.....	48
5.2.1 Výpočet životnosti ozubení v ohybu.....	50
5.2.2 Výpočet životnosti ozubení v dotyku.....	51
5.3 Výpočet životnosti ložisek.....	53
5.3.1 Výpočet životnosti ložiska 24 040 CC/W33.....	54
5.3.2 Výpočet životnosti ložiska 32 236 JZ/X.....	57
5.3.3 Výpočet životnosti ložiska 32 038 X/DF.....	59
5.3.4 Výpočet životnosti ložiska 23 132 CC/W33.....	61
6. Závěr.....	64
7. Seznam použité literatury.....	65
8. Seznam příloh.....	66

1. Úvod

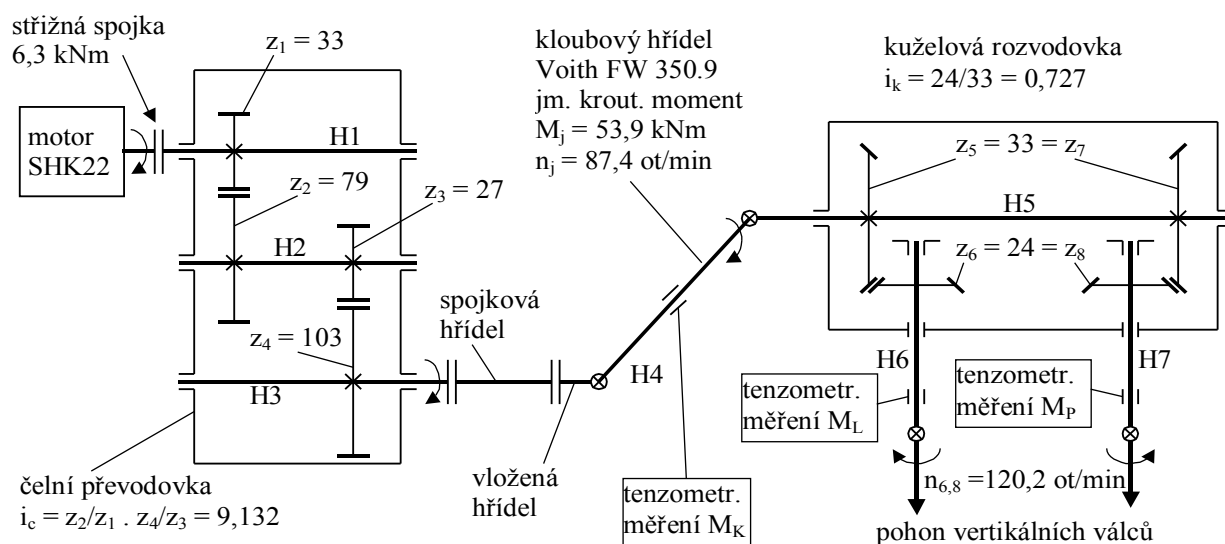
Předmětem mé diplomové práce je řešení konstrukce kuželové rozvodovky pro pohon svislých válců válcovací stolice. Prvotní návrhy součástí rozvodovky jsou provedeny na základě statického zatížení jmenovitým krouticím momentem M_j . Rozvodovka je během skutečného provozu zatížena stochastickým provozním zatížením a proto je nutné určit životnosti rozhodujících součástí také pro toto proměnlivé zatížení. Pro diplomovou práci bylo určeno, že veškeré výpočty životností budou vycházet pouze ze zatížení při válcování jednoho druhu vývalku a to vývalku o rozměrech 320x250x1627x6 mm. Při válcování tohoto vývalku byl na kloubovém hřídeli naměřen průběh provozního zatížení s největší hodnotou krouticího momentu. Nejprve je tedy nutné provést schematizaci provozního zatížení tak, aby bylo možné potřebné výpočty provést. Po dokončení schematizace provozního zatížení jsou provedeny výpočty životností jednotlivých důležitých součástí za pomoci počítačového programu ŽIVOT.

2. Základní údaje pro pohon vertikálních válců válcovací stolice

V této kapitole se zabývám základním popisem konstrukčního celku, který slouží pro pohon svislých válců válcovací stolice. Dále v tomto bodě popisují metody použité při měření vstupních hodnot nutných pro konstrukční řešení mého návrhu kuželové rozvodovky pro pohon svislých válců válcovací stolice a jsou zde také uvedeny průběhy zatížení, ze kterých jsem čerpal naměřené hodnoty nutné pro výpočetní řešení mého návrhu.

2.1 Kinematické schéma pohonu

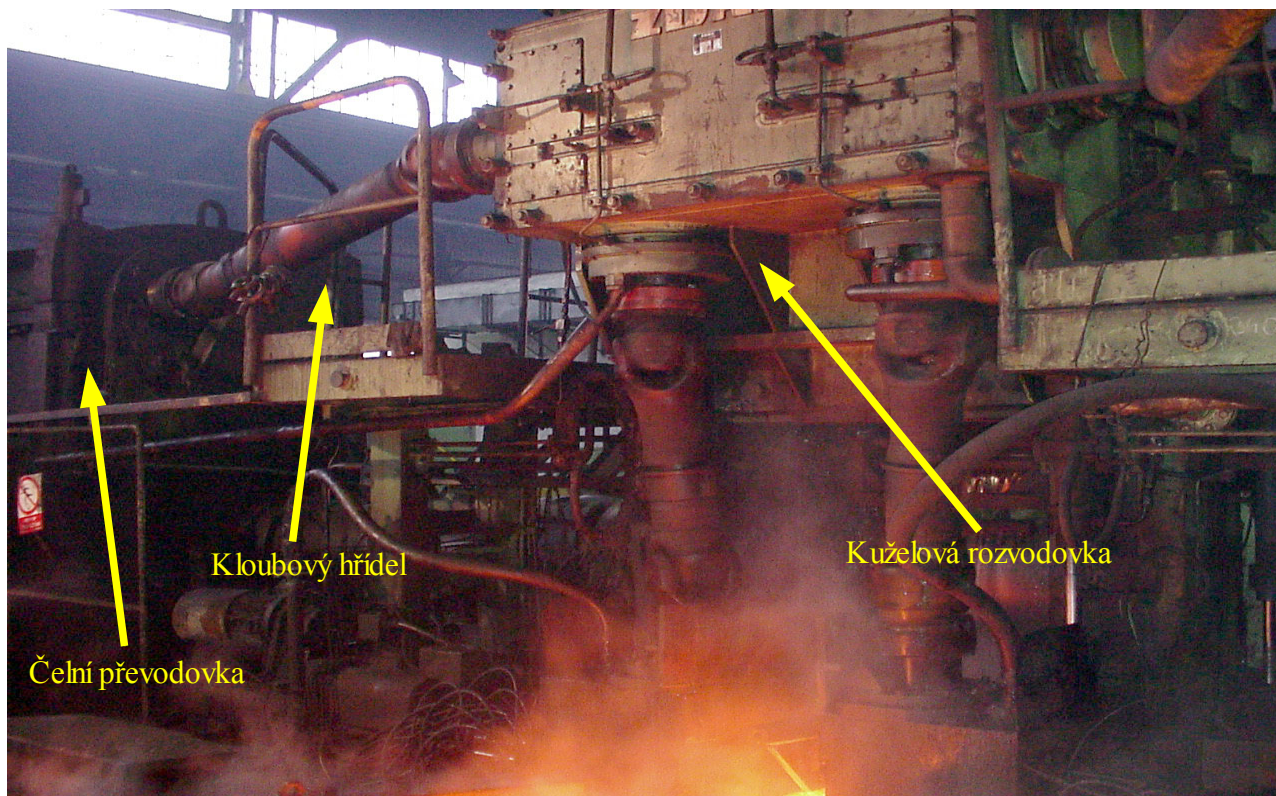
Na obr. 2.1 je znázorněno kinematické schéma pohonu svislých válců válcovací stolice. Na tomto schématu je vidět motor SHK 22 pro pohon válců válcovací stolice. Výstupní hřídel motoru je přes střížnou spojku připojen na čelní dvoustupňovou převodovku s celkovým převodovým číslem $i_c = 9,132$. Tato převodovka slouží k potřebné změně velikosti otáček a krouticího momentu, který je následně přenášen spojkovým hřídelem na hřídel kloubový Voith FW 350.9. Na kloubovém hřídeli je prováděno měření skutečného krouticího momentu během válcování různých druhů vývalků. Na výstup kloubového hřídele je připojena kuželová rozvodovka, která je objektem řešení mé diplomové práce. Kuželová rozvodovka se skládá ze dvou kuželových soukolí se shodnými parametry ozubení, které rozdělují příkon přicházející na vstupní hřídel rozvodovky do dvou hřídelí výstupních. Na výstupní hřídele jsou připojeny svislé válce válcovací stolice.



Obr. 2.1

2.2 Fotografie pohonu svislých válců válcovací stolice

Na fotografii obr. 2.2 je zachycen celkový pohled na pohon svislých válců válcovací stolice. Vlevo části fotografie lze vidět dvoustupňovou čelní převodovku. Motor SHK 22 je z pohledu fotografa zakryt čelní převodovkou. Dále je na fotografii vidět spojení čelní převodovky s kuželovou rozvodovkou pomocí spojkového a kloubového hřídele. V horní a střední části fotografie je vidět kuželová rozvodovka v původním provedení, ze které směrem dolů vycházejí dva výstupní hřídele spojené se svislými válci. Fotografie pochází z [11].



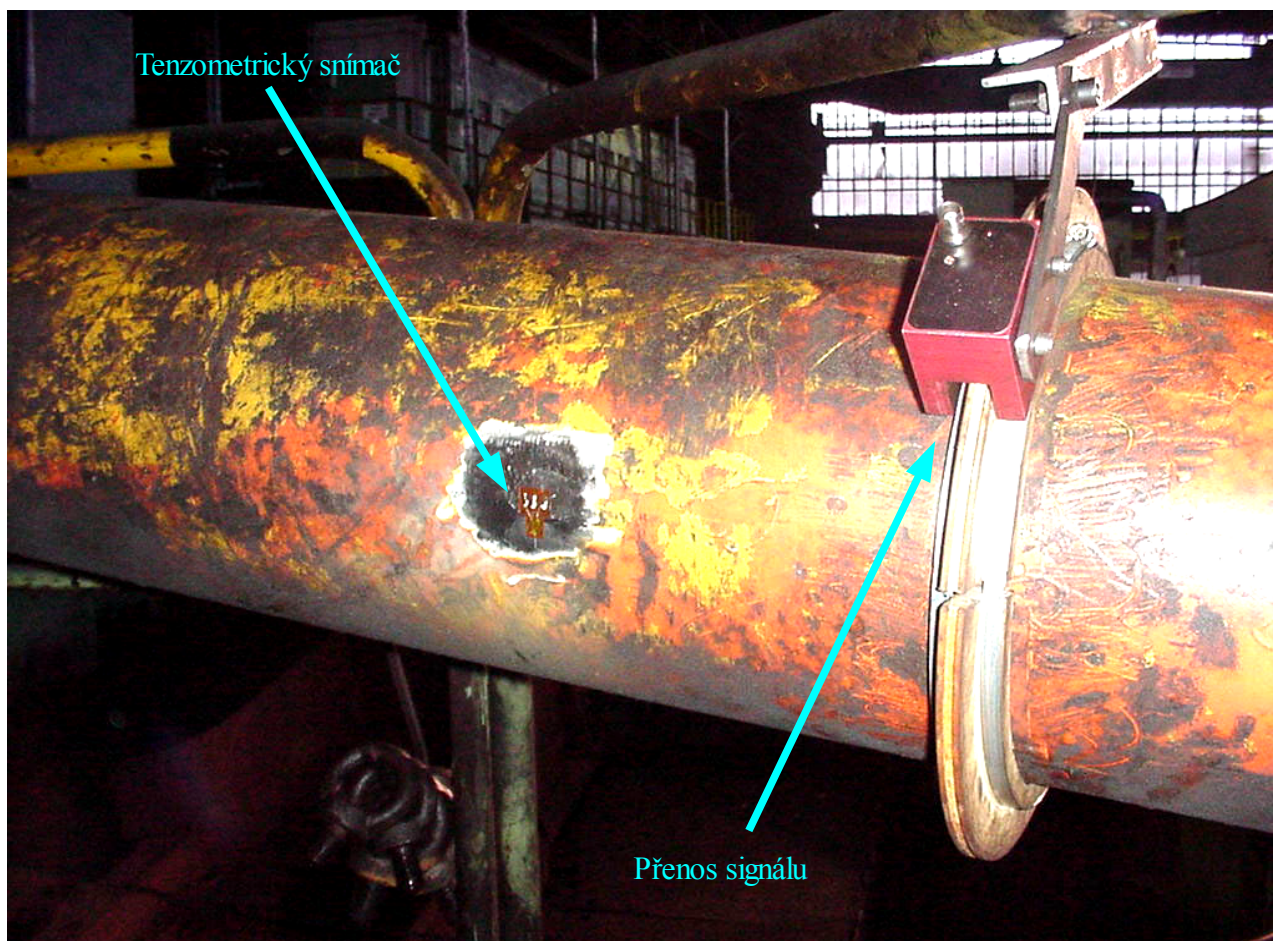
Obr. 2.2

2.3 Měření krouticího momentu a otáček

Údaje, ze kterých čerpám pro svou diplomovou práci, byly zjištěny a zpracovány pro Třinecké železářny a.s. na základě smlouvy o dílo č. 321298. Zpracování zjištěných údajů provedli: prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc., Doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D., Měření vstupního krouticího momentu a otáček probíhá na horizontálním kloubovém hřídeli viz. obr. 2.3. Na tomto hřídeli jsou umístěny dva tenzometrické snímače XY 21-6/120. Každý z těchto snímačů má dvě vinutí tvaru rybí kosti. Snímače byly umístěny na povrchu kloubového hřídele vzájemně pootočený po obvodu o 180°.

Vinutí tenzometrů je zapojeno do úplného tenzometrického můstku. Toto zapojení má čtyřnásobnou citlivost a plně kompenzuje tepelné účinky na můstku.

Přenos signálu z rotujícího kloubového hřídele je realizován bezkontaktně pomocí zařízení od firmy ESA Mnichov. Na hřídeli je upevněn napájecí a měřicí modul s kruhovou anténou. Tato anténa při rotaci prochází v mezeře stacionární přijímací části zařízení. Naměřený signál je dále přenášen do měřicí aparatury a dále je zaznamenáván měřícím laptopem. Fotografie je převzata z [11].



Obr. 2.3

2.4 Měřené vývalky

Na válcovací stoličce, pro kterou provádím konstrukční a výpočetní řešení kuželové rozvodovky, je válcováno ve sledovaném válcovacím programu celkem 14 druhů předvalků viz. tab. 2.1 Předvalky. Největšího zatížení je dosaženo při válcování předvalku o rozměrech 320x250x1627,6 mm. Pro tyto hodnoty zatížení při válcování předvalku jsem dle zadání diplomové práce provedl kontroly

životností daných součástí kuželové rozvodovky.

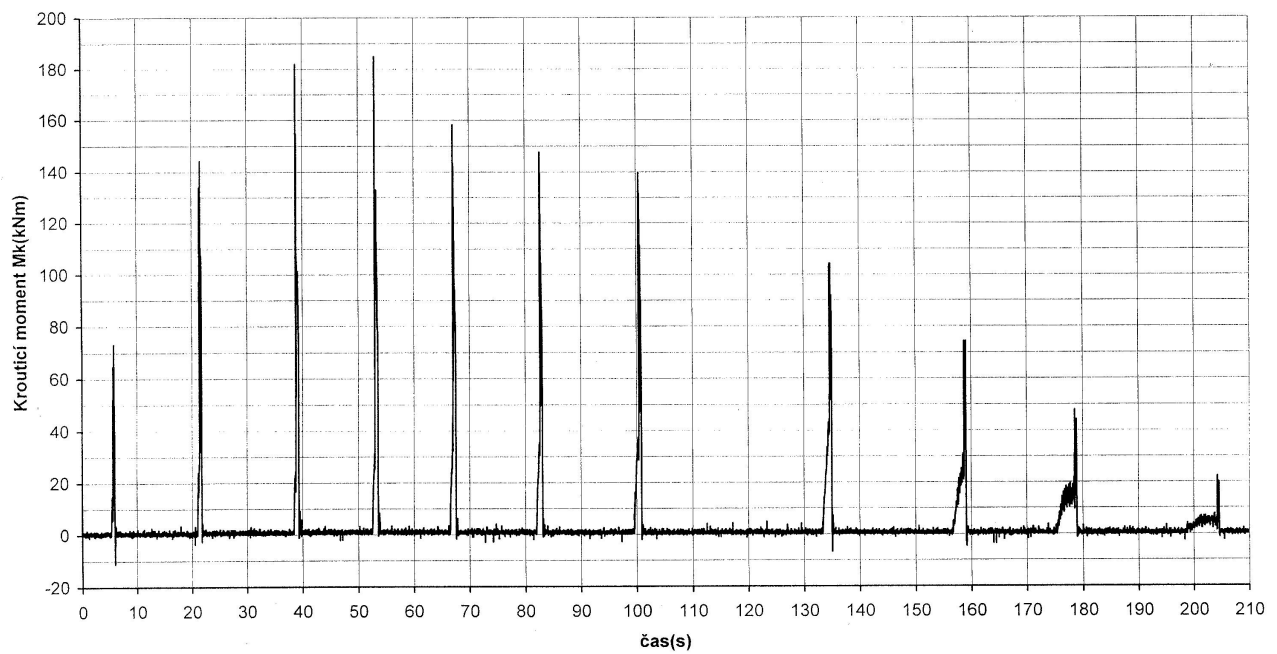
Tab. 2.1 Předvalky

Číslo vývalku	Rozměry předvalku [mm]	Počet válcovaných kusů
1	200x200x1953,1	4
2	150x200x1936,1	4
3	200x200x2734,4	3
4	200x200x2669,3	5
5	200x200x2018,2	9
6	280x160x2383,3	6
7	300x160x2455,0	7
8	400x150x2170,1	3
9	450x160x2351,0	4
10	500x160x2278,6	2
11	600x160x2251,5	1
12	600x200x2387,2	1
13	400x200x2766,9	1
14	320x250x1627,6	1
Celkem 51 válcovaných kusů		

2.5 Záznam hodnot pro sledovaný předvalek

Na následujícím obrázku obr. 2.4 je průběh zatížení při postupném válcování předvalku o rozměrech 320x250x1627,6 mm. U tohoto předvalku docházelo k největšímu nárustu krouticího momentu na vstupním hřídeli. Maximální hodnota naměřená při válcování je $M_{kl}=184,101 \text{ kNm}$. Jmenovitý moment vypočtený z výkonu motoru a otáček má hodnotu $M_j=57,9 \text{ kNm}$. Maximální krouticí moment na vstupním hřídeli M_{kl} je tedy při válcování 3,18-krát větší než moment jmenovitý.

Krouticí moment na horní horizontální kloubové hřídeli
předvlek 320x250x1627,6 (záznam BOH057U)



Obr. 2.4

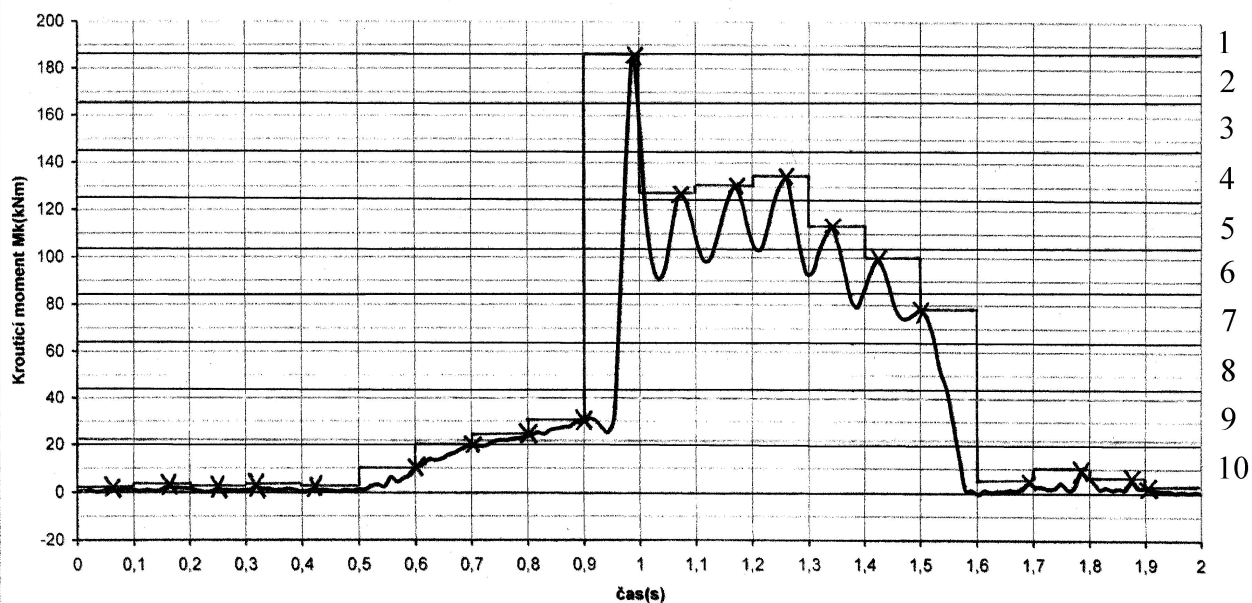
3. Schematizace zátěžného spektra

Výpočty únosnosti rozhodujících dílů, tj.: ozubení, hřídelů a ložisek jsou v mé práci provedeny jednak na základě jmenovitého krouticího momentu a jednak na základě naměřeného průběhu krouticího momentu podle obr. 2.4. Skutečný průběh zatížení musím zpracovat vhodným způsobem tak, aby bylo možné vypočítat životnosti rozhodujících dílů zejména s využitím Wöhlerovy křivky, která je stanovena pro harmonické zatěžování. Pro tento účel jsem zvolil metodu schematizace skutečného zátěžného spektra pomocí hladinové shematizace.

3.1 Příklad schematizace průběhu zatížení

Pomocí hladinové schematizace se skutečný průběh zatížení převede na stupňovité zatížení podle zvoleného počtu. Skutečný průběh zatížení je rozdělen vzorkovací frekvencí na úseky, ve kterých jsou hledány špičky zatížení v jednotlivých hladinách. Počet cyklů na jednotlivých hladinách schematizovaného zatížení je shodný s počtem výskytů špiček skutečného zatížení na jednotlivých hladinách. Na obr. 3.1 je provedena hladinová schematizace detailu části změřeného průběhu zatížení pro předvalek o rozměrech 320x250x1627,6 mm. Jedná se o čtvrtý průchod předvalku mezi válci válcovací stolice, viz. obr. 2.4. Vzorkovací frekvenci na obr. 3.1 pro znázornění principu schematizace jsem zvolil 10 Hz, což je časový úsek délky 0,1 s. Schematizace byla provedena pro 10 hladin zatížení. Stejný počet hladin je použit také u schematizace celého průběhu zatížení. Výsledný schematizovaný průběh zatížení je na obr. 3.2. Označení hladin je zcela vpravo. Zatížení na hladině $j=1$ je rovno maximálnímu naměřenému krouticímu momentu $M_{kl}=184,101 \text{ kNm}$. Pro schematizaci ostatních hladin 2 až 9 je vždy uvažováno se střední velikostí zatížení na příslušné hladině. Špičky zatížení v jednotlivých úsecích, daných vzorkovací frekvencí, jsou na obr. 3.1 zakresleny křížkem. Výsledky schematizace jsou uvedeny v tab. 3.1.

Krouticí moment na horní horizontální kloubové hřídeli
předvalek 320x250x1627,6
maximální moment při čtvrtém průchodu válci (záznam BOH057Z)



Obr. 3.1

Tab. 3.1 Princip schematizace

Hladina j	Krouticí moment $M_{kj} [kNm]$	Počet výskytů N_j	Poměrný výskyt φ_j
1	184,101	1	0,05
2	173,876	0	0,00
3	153,420	0	0,00
4	132,964	3	0,15
5	112,508	1	0,05
6	92,052	1	0,05
7	71,596	1	0,05
8	51,140	0	0,00
9	30,684	2	0,10
10	10,228	11	0,55
Celkový počet výskytů $\sum N_j = 20$			

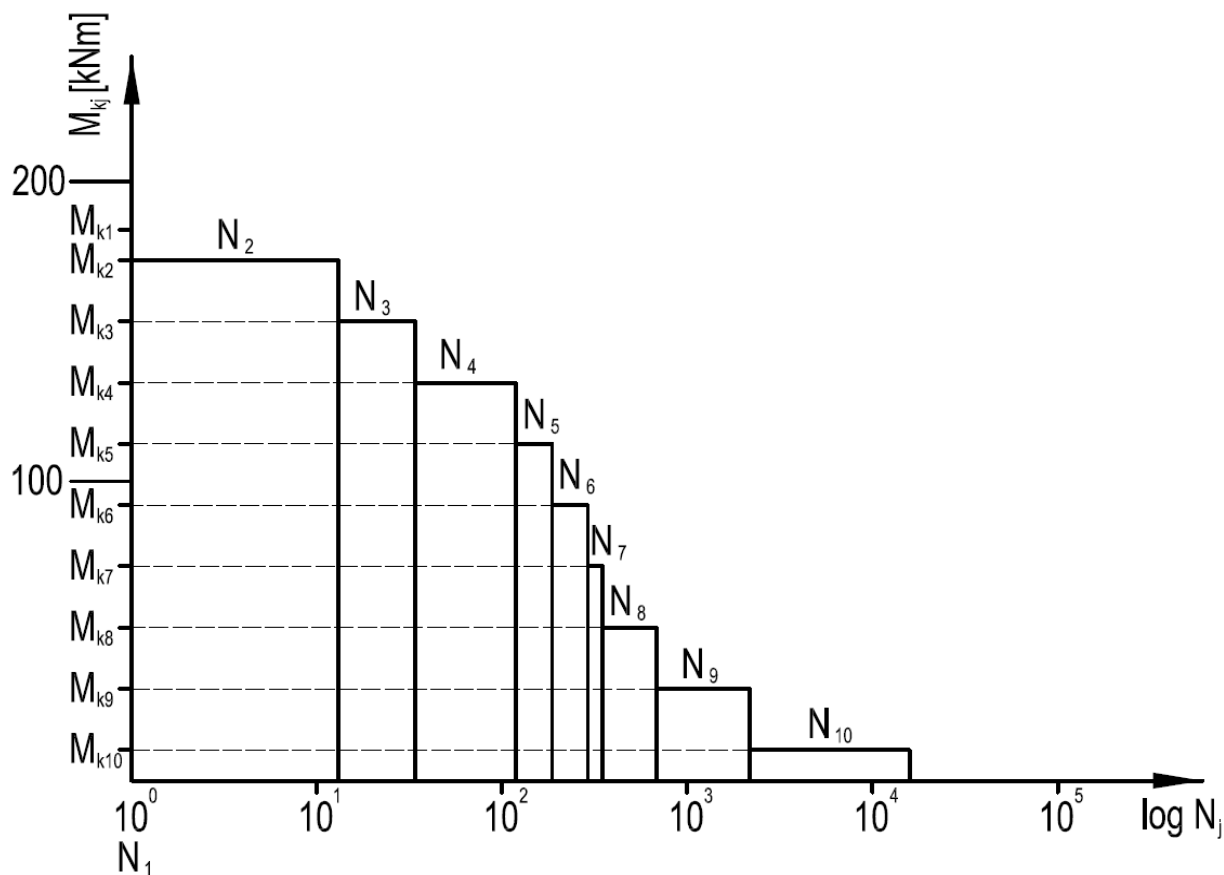
3.2 Schematizace celého průběhu zatížení

Stejný postup jako je popsán v bodě 3.1 byl použit při schematizaci celého průběhu zatížení při válcování předvalek o rozměrech 320x250x1627,6 mm. Vzorkovací frekvence je 88 Hz, což je

časový úsek o délce přibližně 0,0114 s. Schematizovaný průběh zatížení je na obr. 2.4. Výsledky hladinové schematizace pro celý průběh zatížení jsou v tab. 3.2 Schematizace. Na obr. 3.2 je vykresleno schematizované zatížení v jednotlivých hladinách.

Tab. 3.2 Schematizace

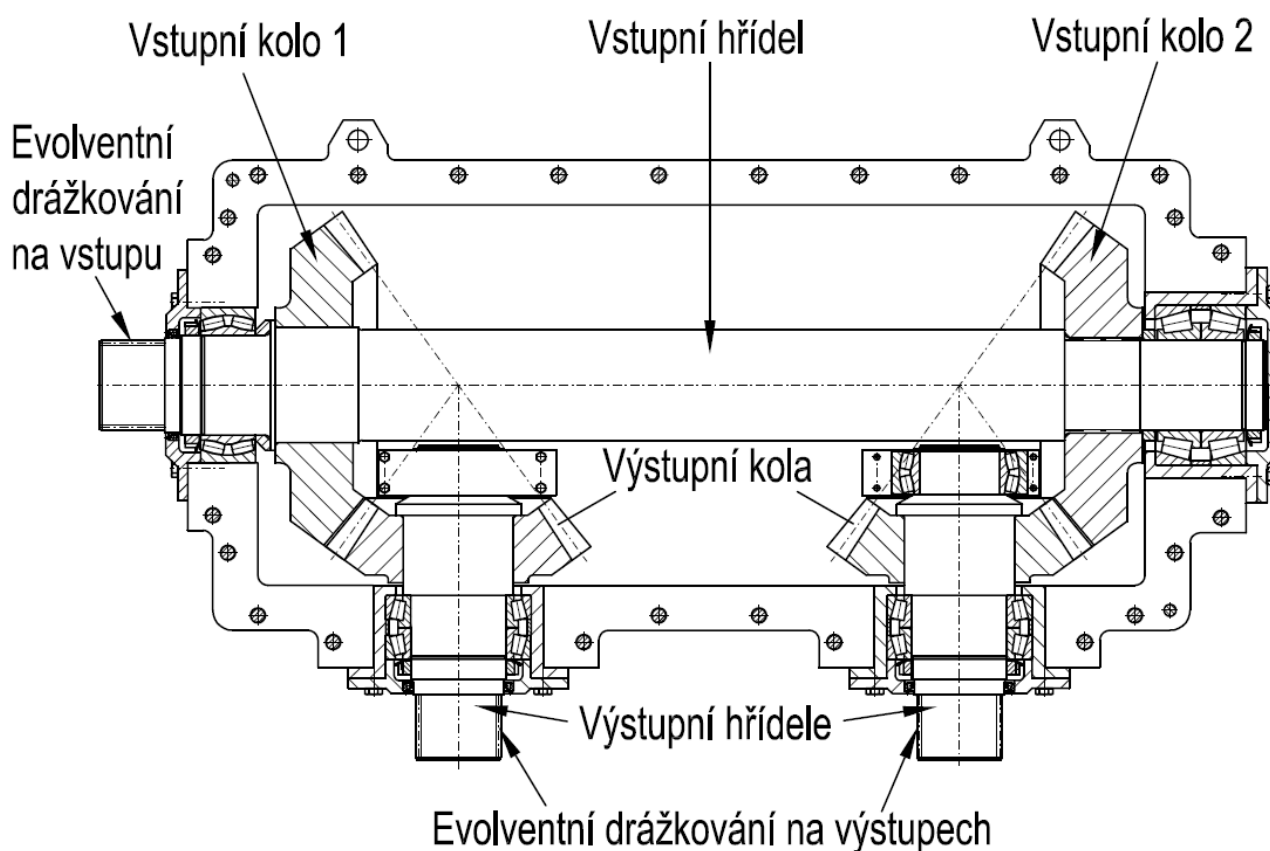
Hladina j	Krouticí moment $M_{kj} [kNm]$	Počet výskytů N_j	Poměrný výskyt φ_j
1	184,101	1	$6,32 \cdot 10^{-6}$
2	173,876	13	$8,21 \cdot 10^{-4}$
3	153,420	21	$1,33 \cdot 10^{-3}$
4	132,964	84	$5,30 \cdot 10^{-3}$
5	112,508	68	$4,29 \cdot 10^{-3}$
6	92,052	104	$6,57 \cdot 10^{-3}$
7	71,596	127	$8,02 \cdot 10^{-3}$
8	51,140	335	$2,11 \cdot 10^{-2}$
9	30,684	1487	$9,39 \cdot 10^{-2}$
10	10,228	13600	$8,59 \cdot 10^{-1}$
Celkový počet výskytů $\Sigma N_j = 15840$			



Obr. 3.2

4. Návrh součástí rozvodovky ze jmenovitého momentu M_j

V této kapitole provedu návrhové výpočty rozhodujících součástí kuželové rozvodovky z hlediska zatížení jmenovitým krouticím momentem $M_j=53,9 \text{ kNm}$, u kterých bude v další kapitole vypočítána jejich životnost s využitím Wöhlerovy křivky. Jsou zde také provedeny výpočty únosnosti dalších částí kuželové rozvodovky tj.: evolventní drážkování na koncích hřídelů a také pod druhým vstupním kolem, nalisování pod prvním vstupním kolem a nalisování obou výstupních kol na výstupních hřídelích. Tyto části rozvodovky již nebudou dále kontrolovány pomocí výpočtů životnosti. Na obr. 4.1 je předběžný konstrukční návrh kuželové rozvodovky.



Obr. 4.1

4.1 Výpočet průměru vstupního hřídele

Vstupní hřídel přenáší jmenovitý krouticí moment $M_j=53,9 \text{ kNm}$. Materiál hřídele je dle zadání 15 260.6 s mezí pevnosti v tahu $R_m=(785\div 981) \text{ MPa}$ a mezí kluzu v tahu $R_{p0,2}=588 \text{ MPa}$. Pro návrh průměru hřídele z napětí v krutu uvažuji s mezí pevnosti v tahu $R_m=800 \text{ MPa}$. Návrhový výpočet

provádím pouze ze zatížení krutem momentem M_j . Pro ocel s mezí pevnosti v tahu $R_m=800 \text{ MPa}$ je dovolené napětí v krutu $\tau_{KD}=300 \text{ MPa}$ dle [1] str. 23. Z důvodu nezahrnutí ohybového napětí ve výpočtu průměru hřídele snižuji dovolené napětí v krutu τ_{KD} ve výpočtu bezpečnosti $k=5$.

Výpočet průměru vstupního hřídele d_H

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_j \cdot k}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad d_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 53900000 \cdot 5}{\pi \cdot 300}} \quad d_H = 166,0 \text{ mm} \quad (1)$$

Minimální průměr vstupního hřídele volím $d_H=170 \text{ mm}$.

4.2 Výpočet průměru výstupního hřídele

Výstupní hřídel přenáší v ideálním případě polovinu vstupního jmenovitého výkonu, přicházejícího na vstupní hřídel, sníženou o účinnosti ložisek a ozubení. V extrémním případě je rozložení výkonu na výstupních hřídelích 40% a 60% ze vstupního výkonu. Návrh průměru výstupního hřídele ze statického zatížení provádím pro extrémní případ přenosu 60% přenášeného výkonu. Je tedy nutné vypočíst krouticí moment na výstupním hřídeli dle vzorce (2). Účinnost převodu je $\eta_p=0,98$ a účinnost ložiska volím $\eta_L=0,99$. Hřídel je vyrobena ze stejného materiálu jako hřídel vstupní a má stejné hodnoty dovolených napětí. I tato hřídel je vyrobena z materiálu 15 260.6 a proto má stejné dovolené napětí v krutu $\tau_{KD}=300 \text{ MPa}$ dle [1] str. 23 pro materiál s mezí pevnosti v tahu $R_m=800 \text{ MPa}$. I zde je výpočet prováděn bez zohlednění ohybového zatížení hřídele a proto zavádím do výpočtu součinitel bezpečnosti $k=5$.

Přenášený krouticí moment na výstupu M_{k60}

$$M_{k60} = 0,6 \cdot M_j \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \eta_L^4 \cdot \eta_p \quad M_{k60} = 0,6 \cdot 53,9 \cdot \frac{24}{33} \cdot 0,99^4 \cdot 0,98 \quad M_{k60} = 22,141 \text{ kNm} \quad (2)$$

Výpočet průměru výstupního hřídele d_h

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k60} \cdot k}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad d_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 22141000 \cdot 5}{\pi \cdot 300}} \quad d_h = 123,4 \text{ mm} \quad (3)$$

Volím minimální průměr výstupního hřídele $d_h=130 \text{ mm}$.

4.3 Výpočet evolventního drážkování na vstupu rozvodovky

Pro minimální průměr na vstupu hřídele $d_H=170 \text{ mm}$ volím dle [2] str. 146 evolventní drážkování s modulem $m=3 \text{ mm}$, o vnějším průměru $D=180 \text{ mm}$ a počtu zubů $z=58$. Středění drážkování bude provedeno na bocích zubů. Rozměry drážkování jsou vypočteny dle ČSN 01 4954 [3] str. 261. Dovolенý tlak v drážkování volím $p_d=150 \text{ MPa}$ viz. graf 3.4 z [4] str. 8. Drážkování je zatíženo jmenovitým momentem $M_j=53,9 \text{ kNm}$. Z těchto hodnot jsem vypočetl minimální délku evolventního drážkování podle [4] str. 9.

Hlavový průměr náboje D_{a2}

$$D_{a2}=D_a=D-2\cdot m \quad D_a=180-2\cdot 3 \quad D_a=174 \text{ mm} \quad (4)$$

Hlavový průměr vstupního hřídele D_{a1}

$$D_{a1}=d_a=D-0,2\cdot m \quad d_a=180-0,2\cdot 3 \quad d_a=179,4 \text{ mm} \quad (5)$$

Střední průměr drážkování D_s

$$D_s=\frac{D_{a1}+D_{a2}}{2} \quad D_s=\frac{179,4+174}{2} \quad D_s=176,7 \text{ mm} \quad (6)$$

Síla přenášená drážkováním F

$$F=\frac{2\cdot M_j}{0,5\cdot z\cdot D_s} \quad F=\frac{2\cdot 53900000}{0,5\cdot 58\cdot 176,7} \quad F=21037,0 \text{ N} \quad (7)$$

Minimální délka drážkování l_{min}

$$l_{min}=\frac{2\cdot F}{(D_{a1}-D_{a2})\cdot p_d} \quad l_{min}=\frac{2\cdot 21037}{(179,4-174)\cdot 150} \quad l_{min}=51,9 \text{ mm} \quad (8)$$

V konstrukčním návrhu uvažuji se skutečnou délkou $l_{sk}=150 \text{ mm}$. Skutečná délka je větší než minimální požadovaná délka. Drážkování je tedy v pořádku.

$$l_{sk}>l_{min} \quad 150 \text{ mm}>51,9 \text{ mm} \quad (9)$$

4.4 Výpočet evolventního drážkování pod vstupním kolem 2

Dle konstrukčního řešení na obr. 4.1 volím z [2] str. 146 evolventní drážkování s modulem $m=3$ mm, průměru $D=190$ mm a počtu zubů $z=62$. Rozměry drážkování jsou vypočteny dle ČSN 01 4954 [3] str. 261. Dovolený tlak v drážkování volím $p_d=150$ MPa viz. graf 3.4 z [4] str. 8. V drážkování uvažuji zatížení momentem při extrémním rozložení přenášeného výkonu $M_{k60}=22,141$ kNm.

Po dosazení parametrů drážkování pod vstupním kolem 2 do vzorců (4) až (8) vyšly parametry uvedené v tab. 4.1.

Tab. 4.1 Drážkování pod vstupním kolem 2

Hlavový průměr náboje D_{a2}	$D_{a2}=184$ mm
Hlavový průměr vstupního hřídele D_{a1}	$D_{a1}=189,4$ mm
Střední průměr drážkování D_s	$D_s=186,7$ mm
Síla přenášená drážkováním F	$F=7651,1$ N
Minimální délka drážkování l_{min}	$l_{min}=18,9$ mm

Skutečná délka drážkování je $l_{sk}=150$ mm. Tato délka je větší než minimální délka vypočtená. Drážkování je tedy vyhovující.

4.5 Výpočet evolventního drážkování na výstupech rozvodovky

Minimální průměr výstupního hřídele jsem z konstrukčních důvodů zvětšil na $d_h=160$ mm. Dle [2] str. 146 volím evolventní drážkování s modulem $m=3$ mm, průměru $D=170$ mm a počtu zubů $z=55$. Rozměry drážkování jsou vypočteny dle ČSN 01 4954 [3] str. 261. Dovolený tlak v drážkování volím $p_d=150$ MPa viz. graf 3.4 z [4] str. 8. V drážkování uvažuji zatížení momentem při extrémním rozložení přenášeného výkonu $M_{k60}=22,141$ kNm.

Dosazením do vzorců (4) až (8) z bodu 4.2 jsem získal parametry drážkování na výstupu kuželové rozvodovky uvedené v tab. 4.2.

Tab. 4.2 Výstupní drážkování

Hlavový průměr náboje D_{a2}	$D_{a2}=164 \text{ mm}$
Hlavový průměr vstupního hřídele D_{a1}	$D_{a1}=169,4 \text{ mm}$
Střední průměr drážkování D_s	$D_s=166,7 \text{ mm}$
Síla přenášená drážkováním F	$F=9659,6 \text{ N}$
Minimální délka drážkování l_{min}	$l_{min}=23,8 \text{ mm}$

V konstrukčním návrhu uvažuji s délkou evolventního drážkování o délce $l_{sk}=150 \text{ mm}$. Minimální požadovaná délka je tedy menší než délka skutečná a drážkování je schopno přenést zatížení.

4.6 Návrhový výpočet ozubení

Krouticí moment je mezi hřídeli v rozvodovce přenášen pomocí dvou kuželových soukolí se zakřivenými zuby typu Klingelnberg. Obě soukolí mají stejné parametry ozubení. Základní vstupní parametry potřebné pro výpočet geometrie ozubení vycházejí ze zadání od vedoucího diplomové práce. Tyto geometrické parametry stávajícího řešení kuželové rozvodovky jsou shrnuty v tab. 4.3. Pro výpočet ozubení uvažuji s vyrovnanými měrnými skluzu.

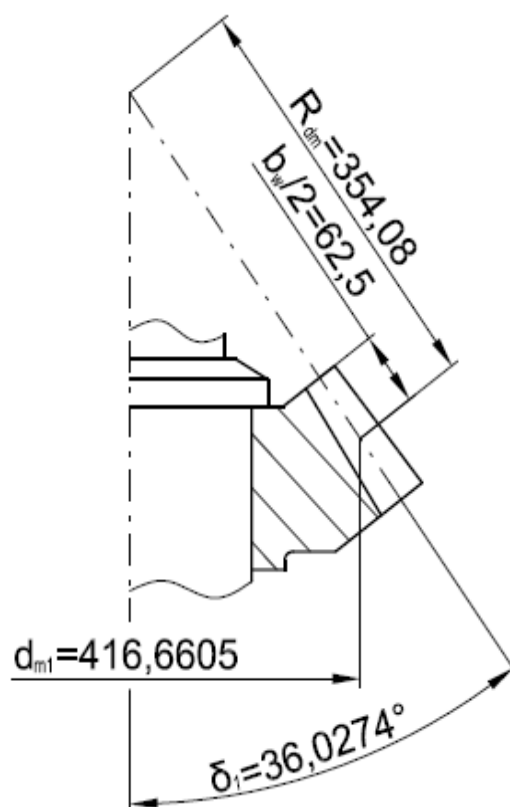
Tab. 4.3 Geometrické parametry

Parametry ozubení stávajícího řešení kuželové rozvodovky	
Počty zubů	$z_5=z_7=33, z_6=z_8=24$
Normální modul - střední	$m_n=15,5 \text{ mm}$
Úhel záběru	$\alpha_n=20^\circ$
Úhel sklonu zubů	$\beta=26^\circ 46' 16''$
Šířka ozubení	$b_w=125 \text{ mm}$
Poloměr zaoblení - jednotkový	$\rho^*=0,38$
Hlavová vůle - jednotkový	$c_a^*=0,25$
Výška hlavy zubu - jednotkový	$h_a^*=1$
Výška paty zubu - jednotkový	$h_f^*=1,25$
Materiál ozubených kol	16 526.4

Výpočet vnějšího čelního modulu m_t

Pro výpočet geometrie ozubení kuželových kol je nutné do programu Geometrie zadat jako vstupní parametr čelní modul vnější. Je tedy nutné přepočíst normální modul střední m_n na čelní

modul vnější m_t . Výpočet modulu m_t vyplývá z geometrie kuželového ozubení (obr. 4.2) se zakřivenými zuby je vypočten dle odvozeného vzorce (21). Podklady pro odvození vzorců jsou čerpány z [5]. V zadávacím okně programu Geometrie se musí počty zubů zadat tak, aby pastorek měl menší počet zubů než kolo. Z tohoto důvodu je potřebné pro výpočet obrátit tok přenášené energie tak, aby pastorkovým kolem bylo kolo na výstupním hřídeli. Proto jsou v mé práci další parametry související s ozubením indexovány takto: parametry související se vstupními koly s indexem 2 a parametry týkající se výstupních kol s indexy 1. Provedu tedy označení počtů zubů $z_6=z_8=z_1=24$ a $z_5=z_7=z_2=33$.



Obr. 4.2

Střední roztečný průměr pastorku d_{1m}

$$d_{m1} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 \quad d_{1m} = \frac{15,5}{26,77111^\circ} \cdot 24 \quad d_{1m} = 416,6605 \text{ mm} \quad (10)$$

Úhel roztečného pastorku δ_1

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} \quad \delta_1 = \arctg \frac{24}{33} \quad \delta_1 = 36,0274^\circ \quad (11)$$

Délka površky kužele do středu ozubení R_{dm}

$$R_{dm} = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \sin \delta_1} \quad R_{dm} = \frac{416,6605}{2 \cdot \sin 36,0274^\circ} \quad R_{dm} = 354,2 \text{ mm} \quad (12)$$

Čelní modul vnější m_t

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{R_{dm} + \frac{b_w}{2}}{R_{dm}} \quad m_t = \frac{15,5}{\cos 26,77111^\circ} \cdot \frac{354,2 + \frac{125}{2}}{354,2} \quad m_t = 20,42425 \text{ mm} \quad (13)$$

Tento vypočtený modul jsem zadal i s dalšími parametry z tab. 4.3 do programu Geometrie a provedl jsem rozměrový výpočet kuželových kol. Výpočet proběhl v pořádku a programem nebyly shledány nedostatky geometrie kuželových kol se zakřivenými zuby. Vypočtené parametry ozubení jsou v příloze č. 1.

Pevnostní kontrolu ozubení provádím pro zatížení krouticím momentem $M_{k60}=22,141 \text{ kNm}$. Do programu ČSNw pro kontrolu ozubení je nutno zadat počty zubů virtuálního soukolí z_{v1} a z_{v2} , které jsou uvedeny v tab. 4.2 Rozměry ozubení spolu s ostatními geometrickými parametry. Otáčky pastorku jsou $n_1=120,2 \text{ ot/min}$ viz. obr. 2.1. Provádím kontrolu virtuálních čelních kol se šikmými zuby s úhlem sklonu zubů $\beta=26^\circ 46' 16''$. Další hodnoty potřebné pro pevnostní kontrolu ozubení jsou vypsány v tab. 4.4. Výsledky pevnostní kontroly jsou na obr. 4.3.

Napětí v ohybu na výstupním kole $\sigma_{F1}=152,9 \text{ MPa}$ je menší než limitní napětí v ohybu pro materiál ozubení $\sigma_{FP1}=673,7 \text{ MPa}$. Bezpečnost výstupního kola v ohybu je $s_{F1}=4,406$. Také u napětí v dotyku na výstupním kole je dosaženo dostatečně velké bezpečnosti $s_{H1}=1,869$. Napětí v dotyku na tomto kole je $\sigma_{H1}=735,3 \text{ MPa}$ a limitní napětí je $\sigma_{HP1}=1374,2 \text{ MPa}$. Na vstupním kole působí napětí v ohybu $\sigma_{F2}=153,9 \text{ MPa}$ a limitní napětí v ohybu pro vstupní kolo je $\sigma_{FP2}=673,7 \text{ MPa}$. Bezpečnost v ohybu je tedy $s_{F2}=4,374$. Bezpečnost v dotyku vstupního kola je $s_{H2}=1,992$. Napětí v dotyku vyvolané zatížením v zubu vstupního kola je $\sigma_{H2}=735,3 \text{ MPa}$ a limitní napětí má hodnotu $\sigma_{HP2}=1464,4 \text{ MPa}$. Hodnoty bezpečností v dotyku a ohybu, limitních dovolených napětí i velikosti napětí, které působí na zuby kol jsou na obr. 4.3. Z hlediska bezpečnosti při zatížení jmenovitým zatížením je ozubení vyhovující.

Tab. 4.4 Pevnostní výpočet

Třída přesnosti ozubení	9
Trvanlivost ozubení	$L_h=10\,000$ hodin
Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A=1,0$
Součinitel jednorázového přetížení	$K_{AS}=2,5$
Součinitel dotyku zubů	$K_{H\beta}=1,5$
Materiál ozubení	15 206.4 - kalení po bocích zubů

ČSN 01 4686 verze 1.2 © M. Němček 2009

Uplyný výpočet | Zjednodušený výpočet

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

OHYB

σ_{F1}	= 152.9	σ_{F2}	= 153.9
σ_{FP1}	= 673.7	σ_{FP2}	= 673.3
S_{F1}	= 4.406	S_{F2}	= 4.374
σ_{Fmax1}	= 382.3	σ_{Fmax2}	= 384.8
σ_{FPmax1}	= 1654.6	σ_{FPmax2}	= 1640.6
K_F	= 1.827	K_{Fv}	= 1.066
$K_{F\alpha}$	= 1.258	$K_{F\beta}$	= 1.363
Y_ϵ	= 0.693	Y_β	= 0.750
Y_{FS1}	= 3.632	Y_{FS2}	= 3.656
Y_{Fa1}	= 2.208	Y_{Fa2}	= 2.244
Y_{Sa1}	= 1.645	Y_{Sa2}	= 1.629
Y_{Sarel1}	= 1.000	Y_{Sarel2}	= 1.000
Y_{N1}	= 1.000	Y_{N2}	= 1.000
Y_{X1}	= 0.895	Y_{X2}	= 0.895
$Y_{\delta 1}$	= 1.017	$Y_{\delta 2}$	= 1.017
Y_{S1}	= 1.791	Y_{S2}	= 1.773
$Y_{\delta St1}$	= 1.599	$Y_{\delta St2}$	= 1.585
$Y_{\delta St1}$	= 1.600	$Y_{\delta St2}$	= 1.600

DOTYK

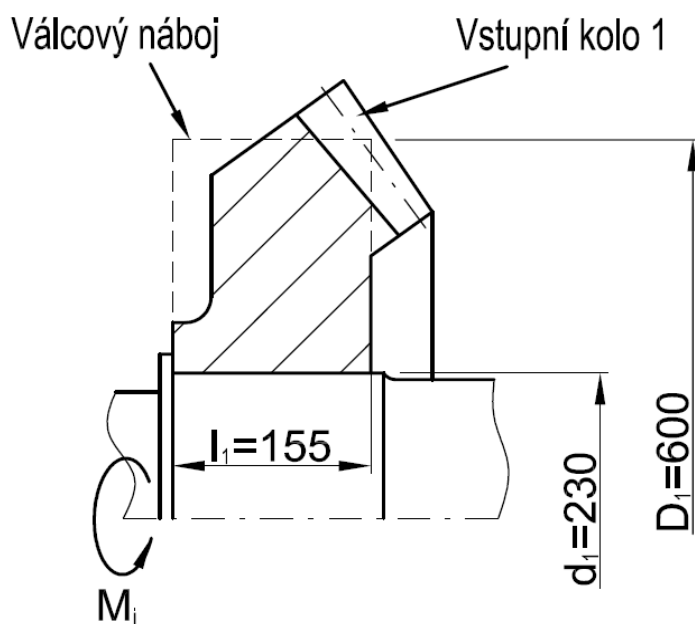
σ_{H1}	= 735.3	σ_{H2}	= 735.3
σ_{HP1}	= 1374.2	σ_{HP2}	= 1464.4
S_{H1}	= 1.869	S_{H2}	= 1.992
σ_{Hmax1}	= 1162.6	σ_{Hmax2}	= 1162.6
σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
σ_{HO1}	= 518.6	σ_{HO2}	= 518.6
Z_B	= 1.000	Z_D	= 1.000
K_H	= 2.010	K_{Hv}	= 1.066
$K_{H\alpha}$	= 1.258	$K_{H\beta}$	= 1.500
K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.500
Z_ϵ	= 0.833	Z_H	= 2.277
Z_{N1}	= 1.033	Z_{N2}	= 1.101
Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Obr. 4.3

4.7 Výpočet nalisování vstupního kola 1

Nalisování na vstupním hřídeli budu dimenzovat na přenos celého jmenovitého krouticího momentu $M_j=53,9 \text{ kNm}$. Axiální síly z ozubení nejsou nalisováním přenášeny. Tyto síly jsou přenášeny do hřídele osazením. Nalisování pod vstupním kolem 1 přenáší při teoreticky jen 50% tohoto jmenovitého krouticího momentu, já uvažuji při výpočtu nalisovaného spoje s ohledem na

bezpečnost, že spoj přenáší plný krouticí moment. Pro výpočet nalisování použijí upravené vzorce viz. [4] str. 16 až str. 18. Lisování kuželového kola na hřídel bude probíhat za tepla a proto ve výpočtu nezohledňuji ztrátu přesahu uhlazením stykových ploch. Součinitel tření volím $f=0,2$, bezpečnost nalisování $n=2$ viz. [4] str. 16. Spoj je zhotoven na průměru hřídele $d_1=230\text{ mm}$ a délka nalisování $l_1=155\text{ mm}$ viz. sestavný výkres SN2KIK01- A01- 00. Nalisování kuželového kola zjednodušuji na nalisování válcového náboje viz. obr. 4.4. Vnější průměr náboje volím $D_1=600\text{ mm}$, což je přibližně střední roztečný průměr. Rozměry nalisování jsou zakresleny na obr. 4.2. Modul volím pružnosti v tahu $E=2,1\cdot 10^5\text{ MPa}$. Mez kluzu materiálu hřídele je $R_{p0,2}=588\text{ MPa}$.



Obr. 4.4

Minimální tlak pro přenos krouticího momentu p_{1min}

$$p_{1min} = \frac{2 \cdot n \cdot M_j}{f \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot l_1} \quad p_{1min} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 53900000}{0,2 \cdot \pi \cdot 230^2 \cdot 155} \quad p_{1min} = 41,8 \text{ MPa} \quad (14)$$

Rozměrová konstanta náboje C_n

$$r_1 = \frac{d_1}{2} \quad r_1 = \frac{230}{2} \quad r_1 = 115 \text{ mm} \quad (15)$$

$$R_1 = \frac{D_1}{2} \quad R_1 = \frac{600}{2} \quad R_1 = 300 \text{ mm} \quad (16)$$

$$C_n = \frac{\left(\frac{r_1}{R_1}\right)^2 + 1}{\left(\frac{r_1}{R_1}\right)^2 - 1} \quad C_n = \frac{\left(\frac{115}{300}\right)^2 + 1}{\left(\frac{115}{300}\right)^2 - 1} \quad C_n = 1,34 \quad (17)$$

Minimální přesah Δd_{lmin}

$$\Delta d_{lmin} = \frac{p_{lmin} \cdot d_1}{E} \cdot (C_n + 1) \quad \Delta d_{lmin} = \frac{41,8 \cdot 230}{2,1} \cdot 10^5 \cdot (1,34 + 1) \quad \Delta d_{lmin} = 0,107 \text{ mm} \quad (18)$$

Volím toleranční pole díry v náboji H7. Dolní mezní úchylka $E_{lmin} = 0 \text{ } \mu m$, horní mezní úchylka $E_{lmax} = 52 \text{ } \mu m$ viz. [3] str. 95.

Minimální úchylka průměru vstupní hřídele pod nalisováním hřídele e_{lmin}

$$e_{lmin} = E_{lmax} + \Delta d_{lmin} \quad e_{lmin} = 0,046 + 0,107 \quad e_{lmin} = 0,153 \text{ mm} \quad (19)$$

Pro tuto hodnotu vyhovuje toleranční pole pro hřídel t6. Dolní mezní úchylka $e_{lmin} = +196 \text{ } \mu m$, horní mezní úchylka $e_{lmax} = +225 \text{ } \mu m$ viz. [3] str. 116.

Maximální tlak ve spoji p_{lmax}

$$p_{lmax} = \frac{\Delta d_{lmax} \cdot E}{d_1 \cdot (C_n + 1)} \quad p_{lmax} = \frac{0,225 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{230 \cdot (1,34 + 1)} \quad p_{lmax} = 87,8 \text{ MPa} \quad (20)$$

Redukované napětí ve spoji σ_{red}

$$\sigma_{red} = p_{lmax} \cdot \sqrt{C_n^2 + C_n + 1} \quad \sigma_{red} = 87,8 \cdot \sqrt{1,34^2 + 1,34 + 1} \quad \sigma_{red} = 178,6 \text{ MPa} \quad (21)$$

Výpočet bezpečnosti k

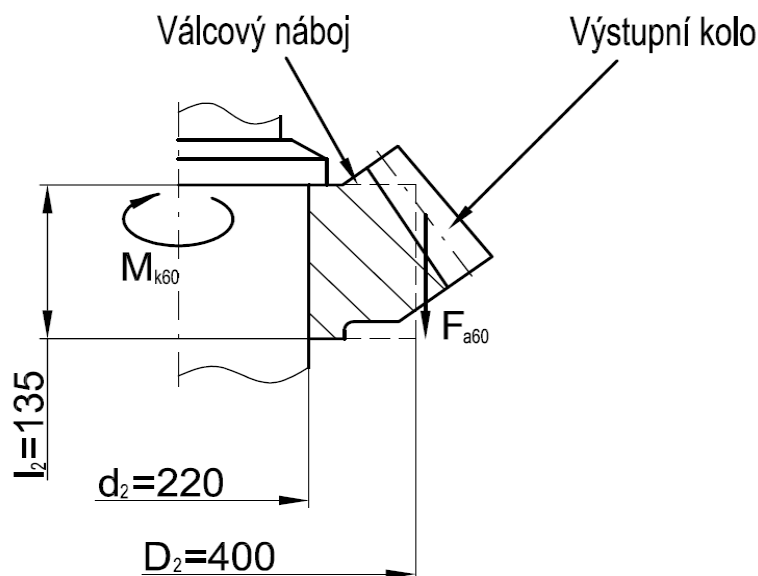
$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad k = \frac{588}{178,6} \quad k = 3,3 \quad (22)$$

Požadovaná bezpečnost pro nalisované spojení je viz. [4] str. 18 $k = 1,5 \div 2$. Výsledná bezpečnost je vyšší než požadovaná.

4.8 Výpočet nalisování pod výstupním kolem

Nalisování ozubeného kola na výstupním hřídeli přenáší v nejhorším případě krouticí moment

$M_{k60}=22,141 \text{ kNm}$ a osovou sílu z ozubení F_{a60} . Osovou sílu F_{a60} vypočtu podle upraveného vztahu viz. [6] str. 95. Minimální tlak v nalisování zjistím z upraveného vzorce zahrnujícího vliv přenášené osově síly F_{a60} . Další vzorce pro výpočet nalisování jsou uvedeny v [4] str. 16 až str. 18. Lisování bude probíhat za tepla. Součinitel tření volím $f=0,2$, bezpečnost nalisování $n=2$ viz. [4] str. 16. Spoj je zhotoven na průměru $d_2=220 \text{ mm}$ a délka nalisování $l_2=135 \text{ mm}$ viz. sestavný výkres. Vnější průměr náboje volím $D_2=400 \text{ mm}$, což je přibližně střední roztečný průměr ozubení. Modul volím pružnosti v tahu $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Mez kluzu materiálu hřídele je $R_{p0,2}=588 \text{ MPa}$. Nalisování pod výstupním kolem je znázorněno na obr. 4.5.



Obr 4.5

Axiální síla F_{a60}

$$F_{a60} = \frac{2 \cdot M_{k60}}{d_{m1}} \cdot \left(\frac{\tan \alpha \cdot \sin \delta_1}{\cos \beta} + \tan \beta \cdot \cos \delta_1 \right)$$

$$F_{a60} = \frac{2 \cdot 22,141000}{416,6605} \cdot \left(\frac{\tan 20^\circ \cdot \sin 36,02737^\circ}{\cos 26,77111^\circ} + \tan 26,77111^\circ \cdot \cos 36,02737^\circ \right) \quad (23)$$

$$F_{a60} = 68846,6 \text{ N}$$

Minimální tlak pro přenos krouticího momentu p_{2min}

$$p_{2min} = \frac{2 \cdot n \cdot M_{k60}}{f \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot l_2} + \frac{F_{a60}}{f \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l_2} \quad p_{2min} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 22141000}{0,2 \cdot \pi \cdot 220^2 \cdot 135} + \frac{68846,6}{0,2 \cdot \pi \cdot 220 \cdot 135} \quad (24)$$

$$p_{2min} = 25,3 \text{ MPa}$$

Rozměrová konstanta náboje C_n

$$r_2 = \frac{d_2}{2} \quad r_1 = \frac{220}{2} \quad r_2 = 110 \text{ mm} \quad (25)$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} \quad R_2 = \frac{400}{2} \quad R_2 = 200 \text{ mm} \quad (26)$$

$$C_n = \frac{\left(\frac{r_2}{R_2}\right)^2 + 1}{\left(\frac{r_2}{R_2}\right)^2 - 1} \quad C_n = \frac{\left(\frac{110}{200}\right)^2 + 1}{\left(\frac{110}{200}\right)^2 - 1} \quad C_n = 1,87 \quad (27)$$

Minimální přesah Δd_{2min}

$$\Delta d_{2min} = \frac{p_{2min} \cdot d_1}{E} \cdot (C_n + 1) \quad \Delta d_{2min} = \frac{25,3 \cdot 220}{2,1} \cdot 10^5 \cdot (1,87 + 1) \quad \Delta d_{2min} = 0,076 \text{ mm} \quad (28)$$

Volím toleranční pole díry v náboji H7. Dolní mezní úchylka $E_{2min} = 0 \text{ } \mu\text{m}$, horní mezní úchylka $E_{2max} = +52 \text{ } \mu\text{m}$ viz. [3] str. 95.

Minimální úchylka hřídele e_{2min}

$$e_{2min} = E_{max} + \Delta d_{2min} \quad e_{2min} = 0,052 + 0,076 \quad e_{2min} = 0,128 \text{ mm} \quad (29)$$

Pro tuto hodnotu vyhovuje toleranční pole pro hřídel s6. Dolní mezní úchylka $e_{2min} = +130 \text{ } \mu\text{m}$, horní mezní úchylka $e_{2max} = +159 \text{ } \mu\text{m}$ viz. [5] str. 119.

Maximální tlak ve spoji p_{2max}

$$p_{2max} = \frac{\Delta d_{2max} \cdot E}{d_2 \cdot (C_n + 1)} \quad p_{2max} = \frac{0,159 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{220 \cdot (1,87 + 1)} \quad p_{2max} = 52,9 \text{ MPa} \quad (25)$$

Redukované napětí ve spoji σ_{red}

$$\sigma_{red} = p_{2max} \cdot \sqrt{C_n^2 + C_n + 1} \quad \sigma_{red} = 52,9 \cdot \sqrt{1,87^2 + 1,87 + 1} \quad \sigma_{red} = 133,5 \text{ MPa} \quad (30)$$

Výpočet bezpečnosti k

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad k = \frac{588}{133,5} \quad k = 4,4 \quad (31)$$

Požadovaná bezpečnost pro nalisované spojení je viz. [4] str. 18 $k = 1,5 \div 2$. Výsledná bezpečnost je vyšší než požadovaná.

4.9 Výpočet sil v ozubení

Síly v ozubení vznikají od přenášeného jmenovitého krouticího momentu M_j . I v tomto bodě uvažují se změněným směrem toku přenášené energie od výstupu ke vstupu. Další výpočty provádím po dohodě s vedoucím diplomové práce pro rovnoměrné rozložení krouticího momentu na výstupních hřídelích 50% na 50%. Nejprve tedy počítám krouticí moment na výstupních hřídelích M_{k50} . Vzorce pro výpočet sil v ozubení vyplývají z [5] str. 95. Rozměry potřebné pro výpočet jsou v příloze č. 1.

Krouticí moment na výstupním hřídeli M_{k50}

$$M_{k50} = 0,5 \cdot M_j \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \eta_L^4 \cdot \eta_p \quad M_{k50} = 0,5 \cdot 53,9 \cdot \frac{24}{33} \cdot 0,99^4 \cdot 0,98 \quad M_{k50} = 18,451 \text{ kNm} \quad (32)$$

Tečná síla v ozubení F_{t1} a F_{t2}

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k50}}{d_m} \quad F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 18451000}{416,66} \quad F_{t1} = F_{t2} = 88566,2 \text{ N} \quad (33)$$

Axiální síla na pastorku F_{a1} a radiální síla na kole F_{r2}

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \left(\frac{\tan \alpha \cdot \sin \delta_1}{\cos \beta_p} + \tan \beta_p \cdot \cos \delta_1 \right) \quad (34)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 88566,2 \cdot \left(\frac{\tan 20^\circ \cdot \sin 36,02737^\circ}{\cos 26,77111^\circ} + \tan 26,77111^\circ \cdot \cos 36,02737^\circ \right)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 57372,2 \text{ N}$$

Radiální síla na pastorku F_{r1} a axiální síla na kole F_{a2}

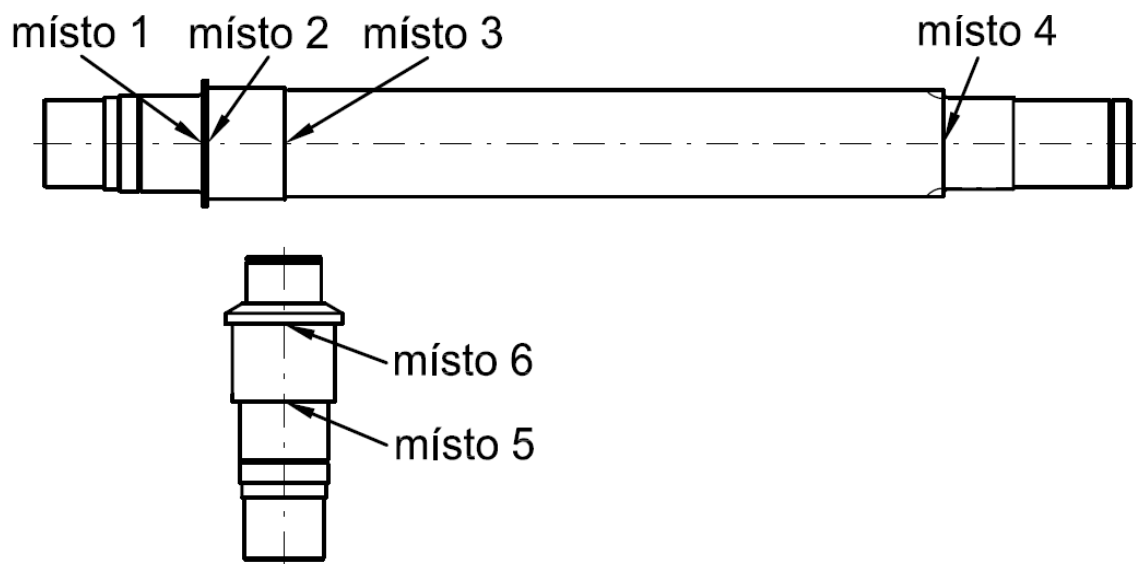
$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \left(\frac{\tan \alpha \cdot \cos \delta_1}{\cos \beta_p} - \tan \beta_p \cdot \sin \delta_1 \right) \quad (35)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 88566,2 \cdot \left(\frac{\tan 20^\circ \cdot \cos 36,02737^\circ}{\cos 26,77111^\circ} - \tan 26,77111^\circ \cdot \sin 36,02737^\circ \right)$$

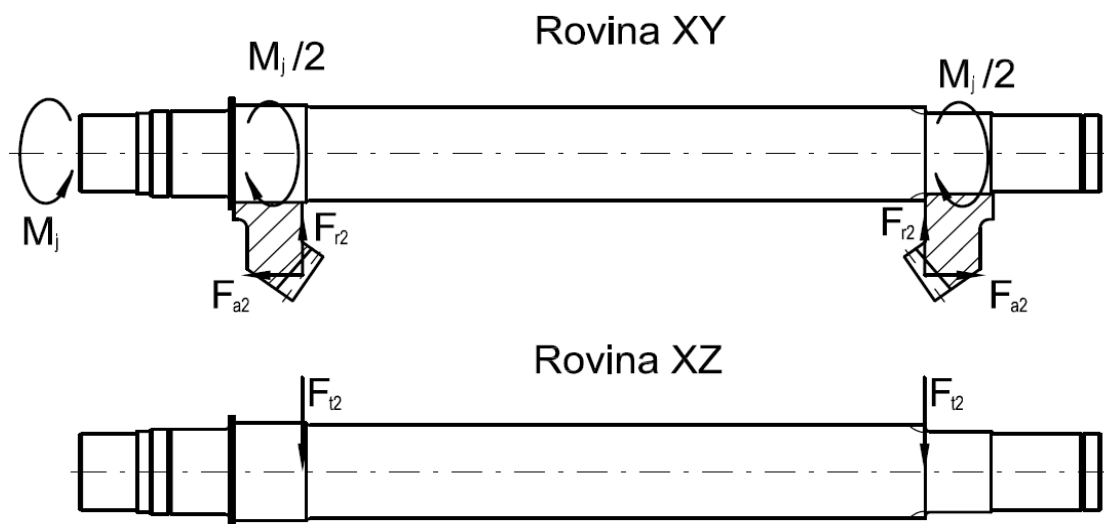
$$F_{r1} = F_{a2} = 2919,2 \text{ N}$$

4.10 Výpočet bezpečností ve zvolených místech hřídelí

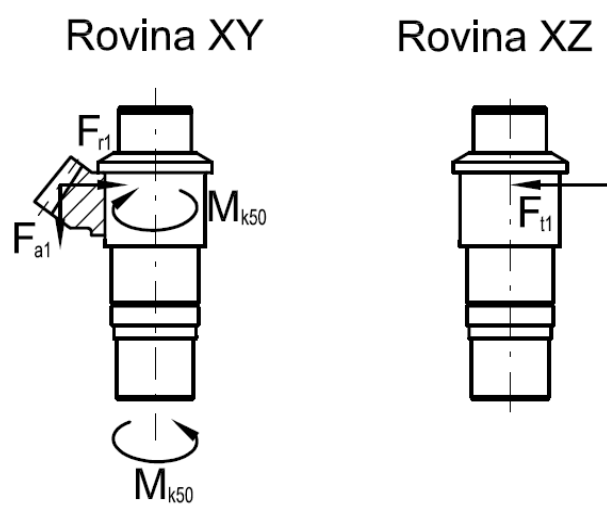
K výpočtu bezpečností v kritických místech je nutné znát průběhy zatížení na hřídelích. Tyto průběhy jsem určil pomocí programu Mechsoft. Znázornění poloh zvolených kritických míst je na obr. 4.6. Posuvnou podporu vstupní hřídele tvoří dvouřadé soudečkové ložisko 24 040 CC/W33. Pevná podpora je tvořena dvojitým kuželíkovým ložiskem 32 236 J2/DF uspořádaným do X. Toto uspořádání umožnilo zavedení pevné podpory do jednoho místa, kde se o sebe opírají kuželíková ložiska. Na výstupním hřídeli je posuvná podpora tvořena dvouřadým soudečkovým ložiskem 23 132 CC/W33 a pevnou podporu tvoří dvojité kuželíkové ložisko 32 038 X/DF, taktéž uspořádáno do X. I u této pevné podpory je provedeno stejné zjednodušení jako na vstupním hřídeli. Na model vstupní hřídele jsem zavedl jmenovitý krouticí moment M_j na vstup do středu evolventního drážkování a do míst ve středu šířky nábojů obou vstupních kol jsem zavedl polovinu tohoto momentu působící v opačném smyslu. Síly vznikající v ozubení jsem zavedl pod středy šířky ozubení b_w viz. obr. 4.7. Obdobně jsem postupoval u výstupní hřídele. Na výstupní hřídel jsem zavedl na jejím výstupním konci moment M_{k50} a stejně velký moment opačného smyslu jsem zavedl pod střed náboje výstupního kola. Síly z ozubení jsem zavedl pod střed šířky ozubení. Zavedené silové účinky jsou schematicky znázorněny na obr. 4.8. S ohledem na velikost provozního zatížení zanedbávám hmotnost křížového kloubu kloubového hřídele, který je připojen ke vstupu vstupního hřídele. Průběhy napětí jsou v příloze č. 2. Výsledný průběh napětí v krutu na vstupním hřídeli je na obr. 1. Napětí v krutu výstupního hřídele je na obr. 2. Výsledné ohybové napětí na vstupním hřídeli je na obr. 3. Průběh ohybového napětí na výstupním hřídeli je znázorněn na obr. 4. Průběhy ohybových napětí na vstupním i výstupním hřídeli jsou určeny z geometrického součtu ohybových momentů v rovinách XY a XZ. Šipky na obr. 1 až 4 v příloze č. 2 znázorňují místa na hřídelích, ve kterých jsou zavedeny zatěžující podmínky.



Obr. 4.6



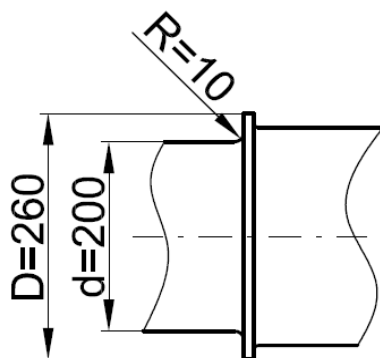
Obr. 4.7



Obr. 4.8

Místo 1

Jedná se o osazení hřídele, o které se opírá kroužek vymezující polohu dvouřadého soudečkového ložiska 24 040 CC/W33. Pro výpočet potřebné rozměry jsou na obr. 4.9.



Obr. 4.9

Drsnost povrchu v místě vrubu je $R_a=3,2 \mu m$. Ohybové napětí v tomto místě je $\sigma_o=11,36 MPa$. Napětí vod přenášeného krouticího momentu je $\tau=34,31 MPa$. Výpočet vrubového součinitele provádím dle Thumovy hypotézy. Pro určení součinitele vrubové citlivosti používám Neubarův vztah (37). Hodnoty součinitelů nutné k výpočtu volím dle diagramů [7] str. 24 až str. 30. Průměr zkušební tyče je $d_0=8 mm$.

Výpočet meze únavy materiálu

Materiál hřídelí je 15 260.6 s $R_e=588 MPa$ a mezí pevnosti v tahu $R_m=(785 \div 981) MPa$.

$$\sigma_{c50}=0,332 \cdot R_m + 21,6 \quad \sigma_{c50}=0,332 \cdot \frac{785+981}{2} + 21,6 \quad \sigma_{c50}=315 MPa \quad (36)$$

Součinitel tvaru α_o

$$\frac{R}{d}=\frac{10}{200}=0,05 \quad \frac{D}{d}=\frac{260}{200}=1,3 \Rightarrow \alpha_o=2,15 \quad (37)$$

Součinitel velikosti ν

$$\nu'=1-\sqrt{0,02 \log \frac{d}{d_0}} \quad \nu'=1-\sqrt{0,02 \log \frac{200}{8}} \quad \nu'=0,83 \quad (38)$$

$$\nu''=1+\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{\frac{d}{2}}} \quad \nu''=1+\frac{0,23}{\sqrt{\frac{200}{2}}} \quad \nu''=1,023 \quad (39)$$

$$\nu = \nu'' \cdot \nu' \quad \nu = 1,023 \cdot 0,83 \quad \nu = 0,85 \quad (40)$$

Součinitel jakosti povrchu η_p

Pro $R_a = 3,2 \mu m$ je $\eta_p = 0,80$.

Součinitel vrubové citlivosti q

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{R}}} \quad q = \frac{1}{1 + \frac{0,23}{\sqrt{10}}} \quad q = 0,93 \quad (41)$$

Vrubový součinitel β

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha_\sigma - 1) \quad \beta = 1 + 0,93 \cdot (2,15 - 1) \quad \beta = 2,07 \quad (42)$$

Mez únavy součásti s vrubem σ_{cs50}

$$\sigma_{cs50} = \sigma_{cs0} \cdot \frac{\eta_p \cdot \nu}{\beta} \quad \sigma_{cs50} = 315 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,85}{2,07} \quad \sigma_{cs50} = 103,5 \text{ MPa} \quad (43)$$

Bezpečnost napětí v ohybu n_σ

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{cs50}}{\sigma_o} \quad n_\sigma = \frac{103,5}{11,36} \quad n_\sigma = 9,1 \quad (44)$$

Bezpečnost statického krutu n_τ

$$n_\tau = \frac{\tau_{kt}}{\tau} \quad n_\tau = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau} \quad n_\tau = \frac{0,577 \cdot 588}{34,31} \quad n_\tau = 9,9 \quad (45)$$

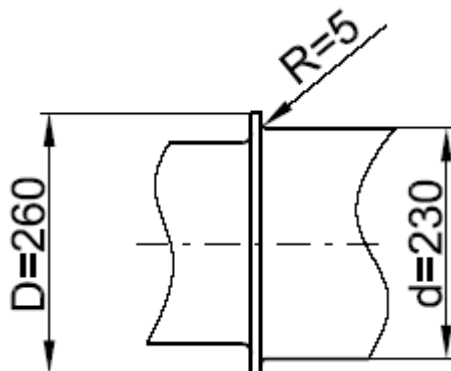
Celková bezpečnost n_c

$$n_c = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad n_c = \frac{9,1 \cdot 9,9}{\sqrt{9,1^2 + 9,9^2}} \quad n_c = 6,7 \quad (46)$$

Místo 2

Toto místo se nachází v přechodu průměrů vstupní hřídele pod nalisovaným kolem 1. Rozměry nutné pro výpočet bezpečnosti v tomto místě jsou na obr. 4.10. Drsnost povrchu hřídele na tomto místě je $R_a = 3,2 \mu m$. Ohybové napětí zatěžující vstupní hřídel v místě 2 je $\sigma_o = 8,35 \text{ MPa}$, napětí vyvolané přenášeným krouticím momentem je zde $\tau = 22,56 \text{ MPa}$. Výpočet výsledné bezpečnosti n_c je proveden podle postupu použitého pro místo 1. Do vzorců (37) až (46) jsou dosazeny příslušné

parametry odpovídající kontrolovanému místu. Hodnoty součinitelů pro výpočet získány z [7] str. 24 až str. 30. Vypočtené součinitele a bezpečnosti jsou uvedeny v tab. 4.5.



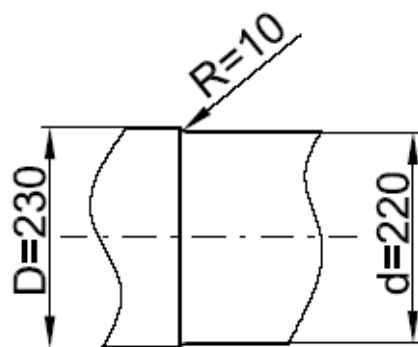
Obr. 4.10

Tab. 4.5 Místo 2

Součinitel tvaru	$\alpha_\sigma=2,40$
Součinitel velikosti	$\nu=0,85$
Součinitel jakosti povrchu	$\eta_p=0,80$
Součinitel vrubové citlivosti	$q=0,90$
Vrubový součinitel	$\beta=2,26$
Mez únavy součásti s vrubem	$\sigma_{cs50}=84,8 \text{ MPa}$
Bezpečnost napětí v ohybu	$n_\sigma=10,2$
Bezpečnost statického krutu	$n_\tau=17,4$
Celková bezpečnost	$n_c=8,8$

Místo 3

Jedná se o přechod mezi průměrem $D=230 \text{ mm}$, na kterém je nalisováno vstupní kolo 1 a průměrem hřídele $d=220 \text{ mm}$ viz. obr. 4.11. Drsnost v tomto místě je $R_a=3,2 \text{ }\mu\text{m}$. Toto místo je namáháno ohybovým napětím o velikosti $\sigma_o=24,93 \text{ MPa}$ a napětím krutovým o velikosti $\tau=12,89 \text{ MPa}$. I zde je výsledná bezpečnost vypočtena stejně jako v místě 1. Výsledky výpočtu obsahuje tab. 4.6.



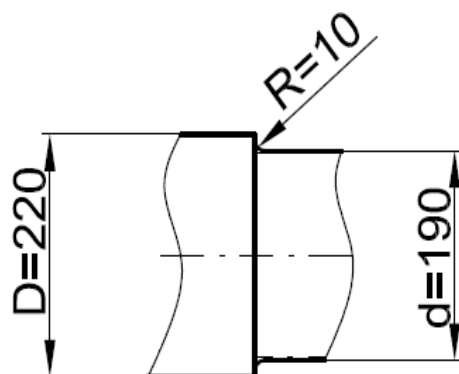
Obr. 4.11

Tab. 4.6 Místo 3

Součinitel tvaru	$\alpha_\sigma=1,80$
Součinitel velikosti	$\nu=0,85$
Součinitel jakosti povrchu	$\eta_p=0,80$
Součinitel vrubové citlivosti	$q=0,92$
Vrubový součinitel	$\beta=1,74$
Mez únavy součásti s vrubem	$\sigma_{cs50}=110,2 \text{ MPa}$
Bezpečnost napětí v ohybu	$n_\sigma=4,4$
Bezpečnost statického krutu	$n_\tau=26,3$
Celková bezpečnost	$n_c=4,3$

Místo 4

Místo 4 se nalézá na osazeném průměru, na kterém je vyrobeno evolventní drážkování pro přenos krouticího momentu ze vstupního hřídele na druhé vstupní kolo viz. obr. 4.12. Drsnost povrchu v místě 4 je $R_a=0,8 \text{ } \mu\text{m}$. Tuto drsnost povrchu jsem zvolil proto, abych snížil vliv drsnosti na vrubovou houževnatost hřídele v tomto místě. Výpočet je proveden dosazením rozměrů místa 4 do vzorců (37) až (46). V místě 4 je ohybové napětí $\sigma_o=41,51 \text{ MPa}$ a krutové napětí $\tau=22,01 \text{ MPa}$. Výsledky jsou uvedeny v tab. 4.7.



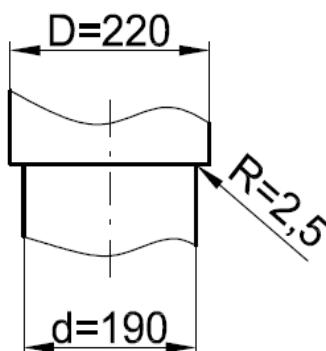
Obr. 4.12

Tab. 4.7 Místo 4

Součinitel tvaru	$\alpha_\sigma=1,90$
Součinitel velikosti	$\nu=0,86$
Součinitel jakosti povrchu	$\eta_p=0,88$
Součinitel vrubové citlivosti	$q=0,93$
Vrubový součinitel	$\beta=1,84$
Mez únavy součásti s vrubem	$\sigma_{cs50}=128,7 \text{ MPa}$
Bezpečnost napětí v ohybu	$n_\sigma=3,1$
Bezpečnost statického krutu	$n_\tau=15,4$
Celková bezpečnost	$n_c=3,0$

Místo 5

Místo 5 je jedno ze dvou vytipovaných míst na výstupním hřídeli. V tomto místě se nachází osazení hřídele pro opření dvojitého kuželíkového ložiska 32 038 X/DF, které slouží jako pevná podpora výstupní hřídele. Znázornění rozměrů vyšetřovaného místa je na obr. 4.13 a výsledky výpočtů obsahuje tab. 4.8. Drsnost v místě 5 je $R_a=3,2 \mu\text{m}$. Napětí v ohybu má velikost $\sigma_o=4,82 \text{ MPa}$ a napětí v krutu je $\tau=13,70 \text{ MPa}$.



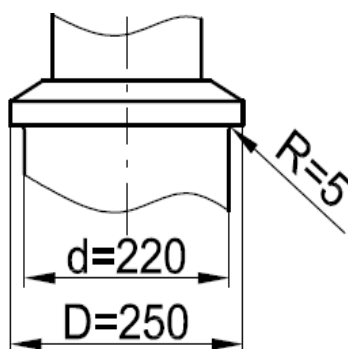
Obr. 4.13

Tab. 4.8 Místo 5

Součinitel tvaru	$\alpha_\sigma=2,70$
Součinitel velikosti	$\nu=0,85$
Součinitel jakosti povrchu	$\eta_p=0,80$
Součinitel vrubové citlivosti	$q=0,86$
Vrubový součinitel	$\beta=2,46$
Mez únavy součásti s vrubem	$\sigma_{cs50}=78,0 \text{ MPa}$
Bezpečnost napětí v ohybu	$n_\sigma=16,2$
Bezpečnost statického krutu	$n_\tau=24,8$
Celková bezpečnost	$n_c=13,6$

Místo 6

Osazení výstupního hřídele u nalisovaného kola bylo po poradě s vedoucím diplomové práce zvoleno jako poslední prověřované místo viz. obr. 4.14. Toto osazení slouží k vymezení polohy výstupního kola během lisování na hřídel. Drsnost v místě 6 je $R_a=3,2 \text{ } \mu\text{m}$. Výpočet je proveden stejně jako výpočet předchozích míst. V místě 6 působí ohybové napětí $\sigma_o=5,51 \text{ MPa}$ a krutové napětí $\tau=0,0 \text{ MPa}$. Krutové napětí je rovno nule a proto je celková bezpečnost v tomto místě rovna bezpečnosti vypočtené z napětí v ohybu $n_c=n_\sigma$. Výsledky výpočtu jsou shrnuty v tab. 4.9.



Obr. 4.14

Tab. 4.9 Místo 6

Součinitel tvaru	$\alpha_\sigma=2,35$
Součinitel velikosti	$\nu=0,85$
Součinitel jakosti povrchu	$\eta_p=0,80$
Součinitel vrubové citlivosti	$q=0,90$
Vrubový součinitel	$\beta=2,22$
Mez únavy součásti s vrubem	$\sigma_{cs50}=86,4 \text{ MPa}$
Bezpečnost napětí v ohybu	$n_\sigma=15,7$
Celková bezpečnost	$n_c=15,7$

Srovnání bezpečností ve zvolených místech 1 až 6 je provedeno v tab. 4.10. Místo s nejmenší celkovou bezpečností bude kontrolováno na životnost pro celé hladinové spektrum zatížení při válcování předvalku o rozměrech 320x250x1627,6 mm.

Tab. 4.10 Porovnání bezpečností

Místo	Celková bezpečnost n_c
1	6,7
2	8,8
3	4,3
4	3,0
5	13,6
6	15,7

Z tab. 4.10 vyplývá, že kritickým místem s nejmenší celkovou bezpečností, je místo 4 na vstupním hřídeli viz. obr. 4.6. U hřídelí se uvažuje s minimální bezpečností $n_c=1,5 \div 2,5$. Žádné z kritických míst nemá nižší hodnotu bezpečnosti. Z tohoto hlediska je konstrukce vstupní i výstupní hřídele v pořádku.

5. Výpočet životnosti rozhodujících součástí rozvodovky

V této kapitole určuji životnost nejdůležitějších součástí kuželové rozvodovky. Pro výpočet životnosti uvažuji po dohodě s vedoucím diplomové práce jen s průběhem zatížení naměřeným pro předvlek o rozměrech 320x250x1627,6 mm. Při válcování tohoto předvleku byla naměřena největší hodnota krouticího momentu na vstupním hřídeli $M_{kl}=184,101 \text{ kNm}$. Dále uvažuji s rovnoměrným rozložením krouticího momentu na kuželových soukolích v poměru 50% - 50%. Výpočty životností všech požadovaných součástí provádím pomocí počítačového programu ŽIVOT. V programu ŽIVOT je v zadávacím okně pro zadání spektra zatížení převrácené číslování hladin zatížení. Největší zatížení na hladině $j=1$ se v programu zadává do hladiny $p=10$.

5.1 Výpočet životnosti hřídele

Provádím výpočet životnosti hřídele, na kterém je místo s nejmenší celkovou bezpečností n_c . Výpočty bezpečností ve zvolených kritických místech jsou provedeny v bodě 4.10. Z tab. 4.10 vyplývá, že nejmenší celková bezpečnost je v místě 4. Z obr. 4.6 je patrné, že místo 4 leží na vstupním hřídeli na konci evolventního drážkování pod vstupním kolem 2. Vstupní hřídel je zatěžován od sil v ozubení ohybem a od přenášeného krouticího momentu krutem. Nejprve tedy provádím výpočet sil v ozubení pro všech 10 hladin zatížení. Síly v ozubení počítám z krouticího momentu na výstupech rozvodovky, protože bylo již dříve nutné myšleně obrátit tok energie v rozvodovce od výstupu ke vstupu. Tato úprava umožnila výpočet ozubení kuželových kol. Pokud se zvýší krouticí moment na vstupním hřídeli v určitém poměru ke krouticímu momentu jmenovitému M_j dojde ve stejném poměru také k nárůstu krouticího momentu na výstupech rozvodovky $M_{k50,j}$, ze kterého se počítají síly vznikající v ozubení. Pro výpočet sil v ozubení na jednotlivých hladinách zatížení je tedy možno použít vztahy (47) až (49). Životnost je vypočtena pro pravděpodobnost poruchy $P=50 \%$.

Výpočet tečné síly v ozubení $F_{t2,j}$ pro hladinu j

$$F_{t2,j} = F_{t2} \cdot \frac{M_{kj}}{M_j} \quad (47)$$

Výpočet radiální síly v ozubení $F_{r2,j}$ pro hladinu j

$$F_{r2,j} = F_{r2} \cdot \frac{M_{kj}}{M_j} \quad (48)$$

Výpočet axiální síly v ozubení $F_{a2,j}$ pro hladinu j

$$F_{a2,j} = F_{a2} \cdot \frac{M_{kj}}{M_j} \quad (49)$$

Síly zatěžující vstupní hřídel pro všech 10 hladin zatížení jsou vypočteny v tab. 5.1. Tyto síly jsem postupně zadal do programu Mechsoft odkud jsem určil ohybové napětí σ_{oj} a napětí v krutu τ_j pro místo 4 na vstupním hřídeli. Z těchto zjištěných napětí počítám redukované napětí pro místo 4 dle vztahu (50) hypotézy HMM. Zjištěná napětí v ohybu a krutu a vypočtená redukovaná napětí jsou v tab. 5.2.

Tab. 5.1 Zatěžující síly

Hladina j	$M_{kj} [kNm]$	N_j	$F_{t2,j} [N]$	$F_{r2,j} [N]$	$F_{a2,j} [N]$
1	184,101	1	302509,1	195962,0	9970,9
2	173,876	13	282707,7	185078,3	9417,1
3	153,420	21	252095,0	163304,3	8309,2
4	132,964	84	218482,3	141530,4	7201,3
5	112,508	68	184869,7	119756,5	6093,4
6	92,052	104	151257,0	97982,6	4985,5
7	71,596	127	117644,3	76208,7	3877,6
8	51,140	335	84031,7	54434,8	2769,7
9	30,140	1487	50419,0	32660,9	1661,8
10	10,228	13600	16806,3	10887,0	553,9

Výpočet redukovaného napětí $\sigma_{red,j}$ na hladině j

$$\sigma_{red,j} = \sqrt{\sigma_{oj}^2 + 3 \cdot \tau_j^2} \quad (50)$$

Pro výpočet životnosti v programu život uvažuj jmenovité redukované napětí vypočtené z napětí v ohybu a napětí v krutu pro místo 4. Napětí v ohybu v místě 4 je $\sigma_o = 41,51 \text{ MPa}$ a napětí v krutu je $\tau = 22,01 \text{ MPa}$. Redukované napětí je vypočteno ve vztahu (51).

Jmenovité redukované napětí v místě 4

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad \sigma_{red} = \sqrt{41,51^2 + 3 \cdot 22,01^2} \quad \sigma_{red} = 56,4 \text{ MPa} \quad (51)$$

Tab. 5.2 Napětí v místě 4

Hladina j	$\sigma_{oj} [MPa]$	$\tau_j [MPa]$	$\sigma_{red,j} [MPa]$
1	163,5	78,2	212,3
2	152,5	73,8	199,0
3	136,1	65,1	176,7
4	117,9	56,4	153,1
5	99,7	47,8	129,6
6	81,4	39,1	105,9
7	63,2	30,4	82,3
8	45,0	21,7	58,6
9	26,8	12,8	34,8
10	8,6	4,3	11,4

Další potřebný údaj pro výpočet životnosti je mez únavy materiálu v počítaném místě 4 $\sigma_{cs50}=128,7 \text{ MPa}$, viz. tab. 4.6. Dále jsem určil směrnice Wöhlerovy křivky $w=8$ z [7] str. 20 obr. 3.4 pro známé materiálové hodnoty. Korekci pro Haibachovu hypotézu počítám jako $h=2 \cdot w - 1 = 2 \cdot 8 - 1 = 15$ a korekci směrnice pro Corten-Dolanovu hypotézu $b \cdot w$, kde volím $b=0,8$. Pro výpočet životnosti jsem určil pro mez pevnosti v tahu materiálu vstupního hřídele 15 260,6 $R_m=(785 \div 981) \text{ MPa}$ bazový počet cyklů $N_c=1 \cdot 10^7$ cyklů z [7] str.19 tab.3.2. Při této volbě jsem bral v úvahu rozsah meze pevnosti v tahu materiálu. Hodnoty nutné pro výpočet životnosti jsou znázorněny v zadávacích oknech programu život na obr. 5.1 a obr. 5.2. Vypočtená životnost vstupního hřídele je na obr. 5.3. Pro výrobu jednoho vývalku o rozměrech 320x250x1627,7 mm je potřeba provést $\Sigma N_j=L_s=15840$ cyklů schematizovaného zatížení. Životnost hřídele L_c udává počet cyklů zatížení, které působí na hřídel do poruchy. Počet vyválcovaných vývalků I_v před poruchou tedy určím dle vztahu (52).

Výpočty životnosti Němček 2009

Typ poškození

☒ Obecně únavový lom

☐ Ozubená kola - lom

☐ Ozubená kola - pitting

☐ Ložiska (pitting)

Rozměr zatížení
(osa y)

☒ MPa

☐ N·m

☐ N

Načti ze souboru

Ulož do souboru

Tisk

Wöhlerova křivka

Mez únavy σ_c [MPa]

Bázový počet cyklů N_c [cyk.]

Exponent (směrnice) w

Korekce exponentu - Haibach h

Korekce exponentu - Corten Dolan b

Mezní zatížení (kvazistatická únavnost)

Mez kluzu R_e [MPa]

☒ Houževnatý materiál ☐ Křehký materiál

Zadání spektra

Obr. 5.1

Přímé zadání spektra

Schéma spektra
(Příklad pro $p = 3$)

$i = p = 3$

$i = 2$ (číslo hladin)

$i = 1$

Počet hladin p (max. 20)

Číslo hladiny	σ_i	n_i [cyk]
10	212.3	1E+0
9	199.0	1.3E+1
8	176.7	2.1E+1
7	153.1	8.4E+1
6	129.6	6.8E+1
5	105.9	1.04E+2
4	82.3	1.27E+2
3	58.6	3.35E+2
2	34.8	1.487E+3
1	11.4	1.36E+4

Osa y (zadání zatížení)

☒ Absolutní

☐ Relativní (poměrné)

Jmenovité zatížení:

σ_{jm} [MPa]

Osa x (zadání cyklů)

☒ Cykly ☐ Kumulativní

☐ Hodiny ☐ Třidní

☐ Kilometry

Délka spektra:

L_s [cyk]

Obr. 5.2

		Palmgren	Miner	Haibach	Corten-Dolan
Celková intenzita poškození	$D_c [-]$	0.0001	0.0001	0.0001	0.0002
Ekvivalentní napětí	$\sigma_e [MPa]$	93	93	93	97
Poměrné ekvivalentní zatížení	$K_A [-]$	1.6205	1.6160	1.6170	1.6959
Životnost	$L_c [cyk]$	1.343E+8	1.373E+8	1.366E+8	9.336E+7
Bezpečnost k mezi únavy		$K_c = 0.606$			
Statická bezpečnost (k meznímu zatížení)		$K_{st} = 2.770$			
		Kresli spektrum	Průběh poškození	Zpět	

Obr. 5.3

Beru v úvahu počet cyklů vypočtený hypotézou Corten-Dolan. Tato hypotéza využívá korigované šikmé větve W-křivky pro celý rozsah zatížení. Vodorovná část W-křivky se zde nevyužívá. Z tohoto důvodu je v této hypotéze zahrnuto nejvýrazněji ze všech hypotéz používaných programem ŽIVOT i zatížení pod mezí únavy.

Počet vývalků I_v do poruchy hřídele

$$I_v = \frac{L_c}{\sum N_j} \quad I_v = \frac{9,336 \cdot 10^7}{15840} \quad I_v = 5893,9 \Rightarrow I_v = 5893 \text{ vývalků} \quad (52)$$

Dle zadání vedoucího diplomové práce jsem měl určit životnost součástí pouze ze zatížení při válcování předvalku s největším kroutícím momentem na vstupním hřídeli. Tento předvalek je válcován v programu spolu s dalšími 13 druhy předvalků. Z 51 kusů celkem je tento předvalek válcován pouze 1. Tyto údaje jsou zjištěny z [8] str. 11 tab. 3.2. Předpokládané využití válcovací stolice je po 300 dní v roce 10 hodin denně. Každý předvalek je válcován 3 minuty. Mohu tedy vypočítat počet let po jaký bude hřídel fungovat dle vztahu (53).

Životnost hřídele L

$$L = \frac{I_v \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = \frac{5893 \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = 5,01 \text{ let} \quad (53)$$

Tato životnost odpovídá poškození při válcování 5893 vývalků o rozměru 320x250x1627,6 mm.

Ve skutečnosti je s každým tímto vývalkem ve válcovacím programu vyválcováno dalších 50 vývalků o jiných rozměrech a proto bude reálná životnost vstupního hřídele znatelně menší. Z tohoto hlediska je zjištěná životnost malá vzhledem k pořizovací ceně nového hřídele. Kritické místo 4, které jsem konstrukčně upravoval kvůli zvýšení životnosti, je třeba značně vylepšit. V tomto místě jsem provedl zvětšení původního zvoleného zaoblení $R=5\text{ mm}$ na $R=10\text{ mm}$. Pro další snížení vrubového účinku jsem zvolil drsnost povrchu $R_a=0,8\text{ }\mu\text{m}$, takže bude třeba toto místo brousit. Určení životnosti vstupního hřídele pro celý válcovací program by vyžadovalo mnoho dalších výpočtů. Provedení všech těchto výpočtů by svým rozsahem vydalo na samostatnou diplomovou práci. Mým úkolem je navrhnout celou rozvodovku a proto se dalším vývalkům nevěnuji.

5.2 Výpočet životnosti ozubení kuželových kol

Výpočet životnosti se provádí samostatně pro zatížení ohybem a dotykem. Pro výpočet životnosti ozubení jsem vypočetl zatížení zubu v ohybu a dotyku pro 10 hladin zatížení viz. tab 5.3. Napětí v ozubení v ohybu a dotyku pro všech 10 hladin zatížení vypočítám dosazením příslušných hodnot do vztahů (54) a (55) jako jmenovité zatížení v ohybu a dotyku vynásobené poměrem krouticího momentu M_{kj} na příslušné hladině k momentu jmenovitému M_j . Hodnoty jmenovitých a limitních napětí získám z výpočtu bezpečnosti ozubení programem ČSNw se zadanými parametry ozubení viz. tab. 4.4 a zatěžujícím kroutícím momentem $M_{k50}=18,451\text{ kNm}$. Pevnostní výpočet je proveden se stejnými parametry jako v bodě 4.6 vyjma zatěžujícího krouticího momentu. Výsledky pevnostního výpočtu pro krouticí moment M_{k50} jsou na obr. 5.4.

ČSN 01 4686 verze 1.2 © M. Němček 2009

Úplný výpočet | Zjednodušený výpočet |

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry
Přesnost
KHB
Součinitele
Ulož
Načti
Help
Konec

Výpočet

OHYB		DOTYK	
σ_{F1} = 135.7	σ_{F2} = 136.6	σ_{H1} = 692.9	σ_{H2} = 692.9
σ_{FP1} = 673.7	σ_{FP2} = 673.3	σ_{HP1} = 1374.2	σ_{HP2} = 1464.5
S_{F1} = 4.964	S_{F2} = 4.928	S_{H1} = 1.983	S_{H2} = 2.114
σ_{Fmax1} = 339.3	σ_{Fmax2} = 341.5	σ_{Hmax1} = 1095.6	σ_{Hmax2} = 1095.6
σ_{FPmax1} = 1654.5	σ_{FPmax2} = 1640.6	σ_{HPmax1} = 2600.0	σ_{HPmax2} = 2600.0
K_F = 1.944	K_{Fv} = 1.077	σ_{HO1} = 473.7	σ_{HO2} = 473.7
$K_{F\alpha}$ = 1.324	$K_{F\beta}$ = 1.363	Z_B = 1.000	Z_D = 1.000
Y_ϵ = 0.693	Y_β = 0.750	K_H = 2.140	K_{Hv} = 1.077
Y_{FS1} = 3.632	Y_{FS2} = 3.656	$K_{H\alpha}$ = 1.324	$K_{H\beta}$ = 1.500
Y_{Fa1} = 2.208	Y_{Fa2} = 2.244	K_A = 1.000	K_{AS} = 2.500
Y_{Sa1} = 1.645	Y_{Sa2} = 1.629	Z_ϵ = 0.833	Z_H = 2.277
Y_{Sarel1} = 1.000	Y_{Sarel2} = 1.000	Z_{N1} = 1.033	Z_{N2} = 1.101
Y_{N1} = 1.000	Y_{N2} = 1.000	Z_E = 191.646	Z_β = 1.000
Y_{X1} = 0.895	Y_{X2} = 0.895		
$Y_{\delta 1}$ = 1.017	$Y_{\delta 2}$ = 1.017		
Y_{S1} = 1.791	Y_{S2} = 1.773		
$Y_{\delta St1}$ = 1.599	$Y_{\delta St2}$ = 1.585		
$Y_{\delta StT1}$ = 1.600	$Y_{\delta StT2}$ = 1.600		

Obr. 5.4

Výpočet napětí v ohybu σ_{Fhj} pro hladinu j

$$\sigma_{Fhj} = \sigma_{F1} \cdot \frac{M_{kj}}{M_j} \quad (54)$$

Výpočet napětí v dotyku σ_{Hhj} pro hladinu j

$$\sigma_{Hhj} = \sigma_{H1} \cdot \sqrt{\frac{M_{kj}}{M_j}} \quad (55)$$

Tab. 5.3 Zatížení ozubení

Hladina j	N_j	$\sigma_{Fh,j} [MPa]$	$\sigma_{Hh,j} [MPa]$
1	1	463,5	1280,6
2	13	435,6	1244,5
3	21	386,3	1169,0
4	84	334,8	1088,3
5	68	283,3	1001,1
6	104	231,8	905,5
7	127	180,3	798,6
8	335	128,8	674,9
9	1487	77,3	522,8
10	13600	25,8	301,8

5.2.1 Výpočet životnosti ozubení v ohybu

První údaj nutný pro výpočet životnosti ozubeného kola v ohybu je přípustné napětí v ohybu $\sigma_{FPl}=673,7 \text{ MPa}$ viz. obr. 5.4. Dle 5. dílu normy ČSN 01 4686 [9] jsem zadal do výpočtu životnosti limitní počet cyklů $N_{Flim}=3 \cdot 10^6$ a směrnici šikmé větve Wöhlerovy křivky $q_F=9$. Pro 10 hladin zatížení jsem vyplnil velikosti napětí na jednotlivých hladinách $\sigma_{Fh,j}$ a počty cyklů zatížení N_j viz. tab. 5.3. Jako jmenovité napětí σ_{jm} jsem zadal napětí $\sigma_{Fl}=135,7 \text{ MPa}$ (viz. obr. 5.4) při zatížení ozubení jmenovitým momentem na výstupním hřídeli $M_{k50}=18,451 \text{ kNm}$. Výsledky výpočtu životnosti v ohybu jsou na obr. 5.5.

Výsledky výpočtu životnosti		Palmgren	Miner	Haibach	Corten-Dolan
Celková intenzita poškození	$D_c [-]$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Ekvivalentní napětí	$\sigma_e [MPa]$	218	0	141	227
Poměrné ekvivalentní zatížení	$K_A [-]$	1.6086	0.0000	1.0354	1.6744
Životnost	$L_c [\text{cyk}]$	7.624E+10	Nekon.	4.018E+12	5.313E+10
Bezpečnost k mezi únavy	$K_c =$	1.454			
Statická bezpečnost (k meznímu zatížení)	$K_{st} =$	3.634			
Kresli spektrum		Průběh poškození		Zpět	

Obr. 5.5

Minimální životnost ozubeného kola je $5,313 \cdot 10^{10}$ cyklů zatížení. Tato životnost byla určena hypotézou Corten-Dolan. Zdůvodnění využití výsledky Corten-Dolanovy hypotézy je v bodě. 5.1.

Výpočet počtu vývalků I_v

$$I_v = \frac{L_c}{\sum N_j} \quad I_v = \frac{5,313 \cdot 10^{10}}{15840} \quad I_v = 3354166,6 \Rightarrow I_v = 3354166 \text{ vývalků} \quad (56)$$

Životnost ozubení v ohybu L

$$L = \frac{I_v \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = \frac{3354166 \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = 2851,04 \text{ let} \quad (57)$$

Časové využití rozvodovky uvažuji stejné jako v případě hřídele. Životnost ozubení je dle mého názoru dostačující, i když není zahrnuto do zatížení všech 14 druhů vývalků (celkem 51 kusů v jednom válcovacím programu).

5.2.2 Výpočet životnosti ozubení v dotyku

Výpočet životnosti ozubených kol v dotyku se provádí obdobně jako výpočet životnosti ozubení v ohybu. V programu ŽIVOT se pouze označí volba Ozubená kola - pitting a zadají se příslušné vstupní údaje pro výpočet. Přípustné napětí v dotyku je $\sigma_{HPI}=1374,2 \text{ MPa}$, viz. obr. 5.4. Z obr. 5.4 jsem také odečetl jmenovité napětí v dotyku $\sigma_{HI}=692,9 \text{ MPa}$. Dle 5. dílu ČSN 01 4686 [9] je limitní počet cyklů pro ohyb $N_{Hlim}=1 \cdot 10^8$ a směrnice Wöhlerovy křivky $q_H=10$. Hodnoty napětí v dotyku a počty cyklů na jednotlivých hladinách, která jsem dosadil do zadávacího okna programu, jsou uvedeny v tab. 5.3. Výsledná životnost je uvedena na obr. 5.6.

		Palmgren	Miner	Haibach	Corten-Dolan
Celková intenzita poškození	D_c [-]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Ekvivalentní napětí	σ_e [MPa]	715	0	606	741
Poměrné ekvivalentní zatížení	K_A [-]	1.0319	0.0000	0.8748	1.0691
Životnost	L_c [cyk]	6.877E+10	Nekon.	3.586E+11	4.824E+10
Bezpečnost k mezi únavy		$K_c = 1.073$			
Statická bezpečnost (k meznímu zatížení)		$K_{st} = 1.717$			
		Kreslí spektrum	Průběh poškození	Zpět	

Obr. 5.6

I zde vyšla nejmenší životnost ozubeného kola $L_c=4,824 \cdot 10^{10}$ pro hypotézu Corten-Dolanovu. Hodnoty celkové intenzity poškození D_c v ohybu i dotyku jsou na obr. 5.5 a obr. 5.6 rovny nule. Ve skutečnosti se tyto hodnoty pohybují za hranicí zobrazovacích možností programu ŽIVOT viz. obr. 5.7 pro výpočet životnosti v ohybu a obr. 5.8 pro výpočet životnosti ozubeného kola v dotyku. Z těchto obrázků lze vyčíst, která hladina poškozuje hřídel nejvíce.

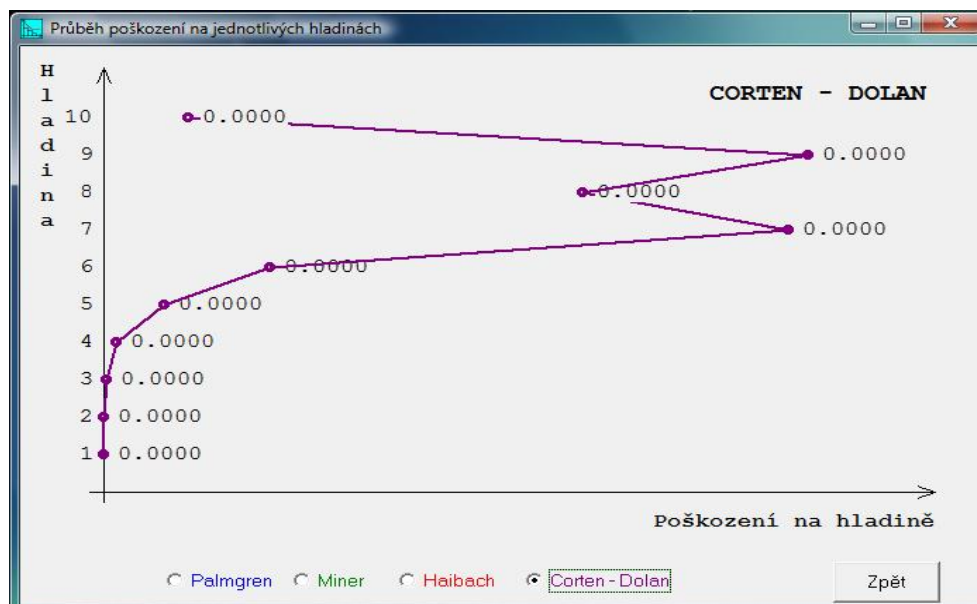
Počet vývalků I_v

$$I_v = \frac{L_c}{\sum N_j} \quad I_v = \frac{4,524 \cdot 10^{10}}{15840} \quad I_v = 2856060,6 \Rightarrow I_v = 2856060 \text{ vývalků} \quad (58)$$

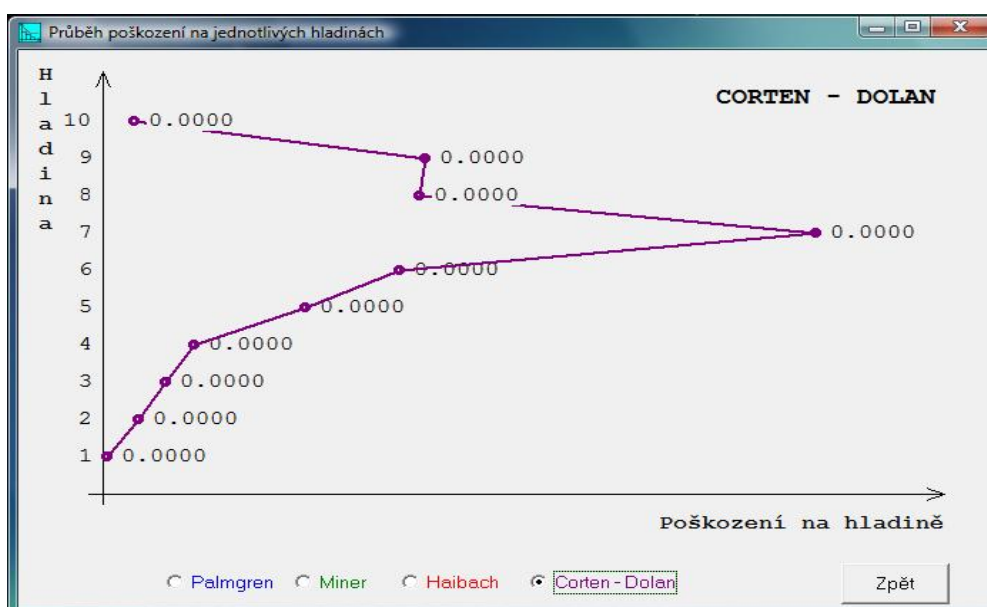
Životnost ozubení L

$$L = \frac{I_v \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = \frac{2856060 \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = 2427,65 \text{ let} \quad (59)$$

I tato životnost je dostačující a nepředpokládám, že by zahrnutí poškození ozubení během celého válcovacího programu snížilo životnost pod ekonomicky únosnou mez.



Obr. 5.7



Obr. 5.8

5.3 Výpočet životnosti ložisek

Výpočet ložisek se provádí na základě ekvivalentního zatížení ložisek. Toto ekvivalentní zatížení se určuje pro každé ložisko samostatně na základě způsobu zatížení ložiska a údajů daných výrobcem, v tomto případě z katalogu firmy SKF Group. Ekvivalentní zatížení u jednotlivých ložisek určíme pro všech 10 hladin zatížení. Na vstupním hřídeli se jedná o ložisko dvouřadé

soudečkové 24 040 CC/W33 a dvojité kuželíkové ložisko 32 236 JZ/DF. Výstupní hřídel je uložena na ložisku dvouřadém soudečkovém 23 132 CC/W33 a dvojitým kuželíkovým ložisku 32 038 X/DF. Kuželíková ložiska jsou zdvojena proto, aby byla schopna přenášet axiální síly v hřídelích v obou směrech.

5.3.1 Výpočet životnosti ložiska 24 040 CC/W33

Toto ložisko vytváří osově posuvnou podporu vstupního hřídele na straně u vstupního kola 1 viz. obr. 4.1. Osový posun jedné podpory hřídele je nutný z důvodu tepelné roztažnosti materiálu. Osově posuvné ložisko přenáší pouze radiální síly z hřídele na skříň převodovky. Ekvivalentní dynamické zatížení se vypočte dle jednoho ze dvou vztahů z [10] str. 705 určeného dle velikosti poměru axiální síly k radiální viz. vztah (56). Jmenovité zatížení ložiska je $F_r=104893\text{ N}$ ve směru radiálním a $F_a=0\text{ N}$ v axiálním směru. Tyto hodnoty byly zjištěny při výpočtu průběhu zatížení na vstupním hřídeli v bodě. 4.10. Ložisko 24 040 CC/W33 má dynamickou únosnost $C=1290\text{ kN}$ a statická únosnost ložiska je $C_o=2120\text{ kN}$. Výpočtové faktory ložiska jsou $e=0,33$, $Y_1=2$ a $Y_2=3$. Hodnoty únosností a výpočtových faktorů jsou uvedeny v [10] str. 720 až str. 721.

Poměr sil i_F

$$i_F = \frac{F_a}{F_r} \quad i_F = \frac{0}{104893} \quad i_F = 0 \quad (60)$$

Protože je poměr sil $i_F=0$ menší než $e=0,33$ vypočtu jmenovité ekvivalentní dynamické zatížení na ložisko dle vztahu (61).

Jmenovité ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_{jm}

$$P_{jm} = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad P_{jm} = 104893 + 2 \cdot 0 \quad P_{jm} = 104893\text{ N} \quad (61)$$

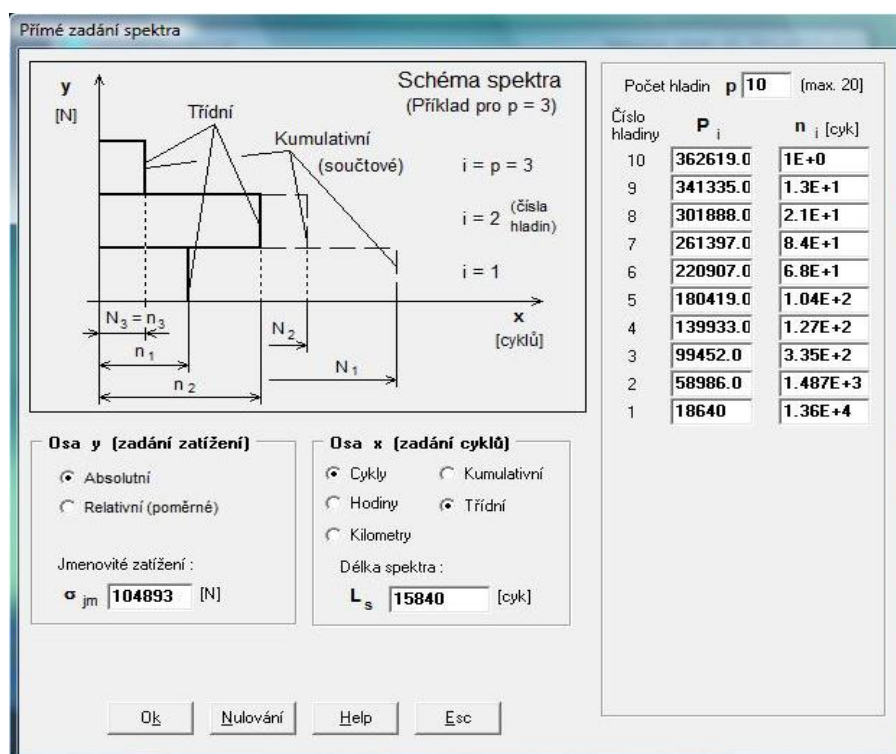
Ekvivalentní dynamické zatížení P_j pro jednotlivé hladiny počítám dle stejného vztahu (61), pouze dosadím hodnoty radiálních sil F_{rj} a axiálních sil F_{aj} pro jednotlivé hladiny zatížení. Hodnoty sil F_{rj} a F_{aj} pro 10 hladin zatížení jsem určil během výpočtu v bodě 4.10. Výsledná hladinová ekvivalentní dynamická zatížení jsou uvedena v tab. 5.4.

Tab. 5.4 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 24 040 CC/W33

Hladina j	N_j	$F_{rj} [N]$	$F_{aj} [N]$	$P_j [N]$
1	1	362619	0	362619
2	13	341335	0	341335
3	21	301888	0	301888
4	84	261397	0	261397
5	68	220907	0	220907
6	104	180419	0	180419
7	127	139933	0	139933
8	335	99452	0	99452
9	1487	58986	0	58986
10	13600	18640	0	18640

Vstupní parametry pro výpočet životnosti ložisek se zadávají do programu ŽIVOT s označenou volbou Ložiska (pitting). Pro ložiska s křivkovým stykem je směrnice $p=3,3$. Bázový počet cyklů volím $N_c=1 \cdot 10^6$. Zadané parametry pro výpočet jsou na obr. 5.9 a 5.10. Vypočtená životnost ložiska 24 040 CC/W33 je na obr. 5.11.

Obr. 5.9



Obr. 5.10

Výsledky výpočtu životnosti

		Palmgren	Miner	Haibach	Corten-Dolan
Celková intenzita poškození	D_c [-]	0.0000			
Ekvivalentní síla	F_e [N]	76386			
Poměrné ekvivalentní zatížení	K_A [-]	0.7282			
Životnost	L_c [cyk]	1.224E+10			
Bezpečnost k dynamické únosnosti	$K_c =$	3.557			
Bezpečnost ke statické únosnosti	$K_{st} =$	5.846			

Kresli spektrum Průběh poškození Zpět

Obr. 5.11

Životnost ložiska je $L_c = 1,224 \cdot 10^{10}$ cyklů. Také v tomto výpočtu je celková intenzita poškození D_c rovna nule. K tomuto jevu došlo stejně jako při výpočtu životnosti ozubení z důvodu nedostatečně velkého počtu zobrazovaných desetinných míst v hodnotě celkové intenzity poškození D_c . Průběh poškození ložiska je na obr. 5.12. Z průběhu na obr. 5.12 lze vyčíst, že nejvíce je ložisko poškozováno na hladině 7 tj. hladina 4 v tab. 5.4.

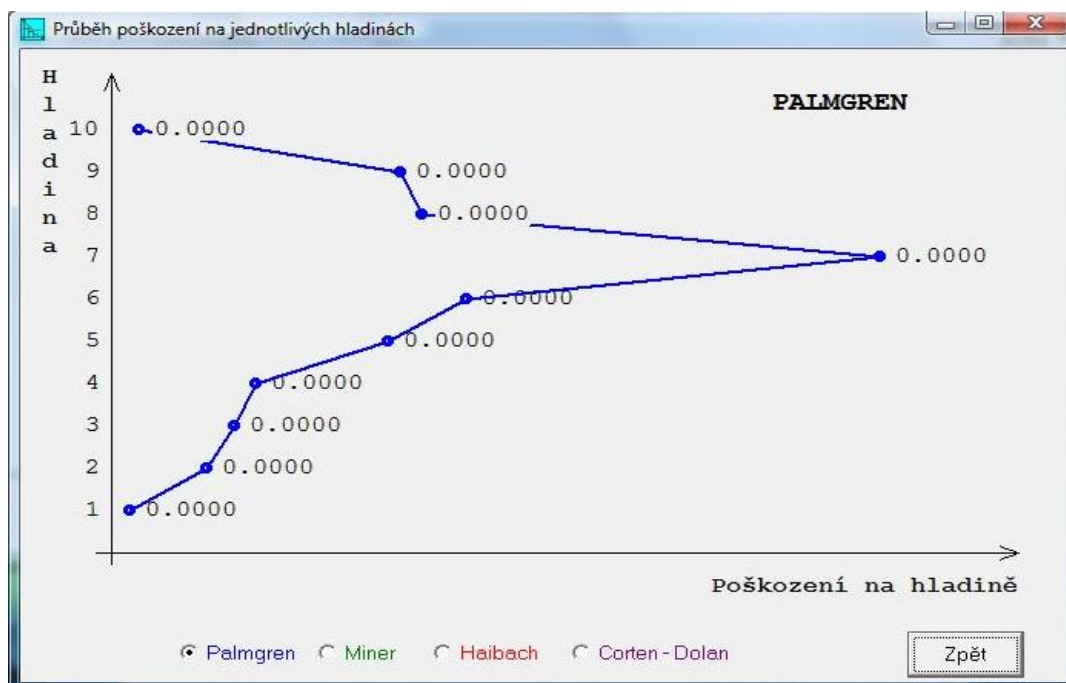
Počet vývalků I_v

$$I_v = \frac{L_c}{\sum N_j} \quad I_v = \frac{1,224 \cdot 10^{10}}{15840} \quad I_v = 772727,27 \Rightarrow I_v = 772727 \text{ vývalků} \quad (62)$$

Životnost ozubení L

$$L = \frac{I_v \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = \frac{772727 \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = 656,82 \text{ let} \quad (63)$$

I tuto životnost považuji za dostatečnou. Pokud by všech 51 vývalků poškozovalo ložisko tak, jako nejhorší vývalek o rozměrech 320x250x1627,6 mm byla by životnost ložiska $L/51=12,9$ let.



Obr. 5.12

5.3.2 Výpočet životnosti ložiska 32 236 JZ/X

Toto ložisko slouží jako pevná podpora vstupního hřídele u vstupního kola 2 viz. obr. 4.1. Je tedy schopno přenášet axiální síly do skříně převodovky. Protože uvažuji s ideálním rozložením životnosti v poměru 50% - 50%, jsou si axiální síly působící na ozubení obou vstupních kol rovny. Ozubení vstupních kol jsou natočena proti sobě a proto se axiální síly z těchto ozubení navzájem vyruší. Ložisko tedy v ideálním případě zatěžuje axiální síla $F_a=0$ N. Jmenovitá radiální síla v ložisku je $F_r=102827$ N. Poměr axiální k radiální síle je po dosazení do vztahu (60) $i_F=0$. Výpočtové

koeficienty jsou $e=0,44$ a $Y_I=1,5$ dle [10] str. 681. Poměr sil je menší než výpočtový koeficient $i_F < e$ a proto se ekvivalentní jmenovité dynamické zatížení vypočte stejně jako v bodě 5.3.2 dosazením hodnot do vztahu (61). Z [10] str. 680 je dynamická únosnost $C=1720 \text{ kN}$ a statická únosnost $C_o=3250 \text{ kN}$. Dynamické ekvivalentní zatížení pro jednotlivé hladiny vypočtu dosazením do vzorce (61a), výsledky jsou uvedeny v tab. 5.5. Hodnoty směrnice W-křivky a bazový počet cyklů jsou v tomto výpočtu stejné jako v bodě 5.3.2. Po zadání hodnot do programu jsem vypočetl životnost, která je uvedena na obr. 5.13.

Výpočet ekvivalentního jmenovitého dynamického zatížení P_{jm}

$$P_{jm} = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad P_{jm} = 102827 + 1,5 \cdot 0 \quad P_{jm} = 102827 \text{ N} \quad (61a)$$

Tab. 5.5 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32236 JZ/X

Hladina j	N_j	$F_{rj} [N]$	$F_{aj} [N]$	$P_j [N]$
1	1	354892	0	354892
2	13	331100	0	331100
3	21	295492	0	295492
4	84	255888	0	255888
5	68	216285	0	216285
6	104	176683	0	176683
7	127	137082	0	137082
8	335	97486	0	97486
9	1487	57901	0	57901
10	13600	18404	0	18404

		Palmgren	Miner	Haibach	Corten-Dolan
Celková intenzita poškození	$D_c [-]$	0.0000			
Ekvivalentní síla	$F_e [N]$	74720			
Poměrné ekvivalentní zatížení	$K_A [-]$	0.7267			
Životnost	$L_c [cyk]$	3.434E+10			
Bezpečnost k dynamické únosnosti	$K_c =$	4.847			
Bezpečnost ke statické únosnosti	$K_{st} =$	9.158			
		Kresli spektrum	Průběh poškození	Zpět	

Obr. 5.13

Životnost ložiska je pro dané zatížení $L_c=3,434 \cdot 10^{10}$ cyklů. Také v tomto bodě nejsou programem ŽIVOT zachyceny intenzity poškození na jednotlivých hladinách.

Počet vývalků do poruchy I_v

$$I_v = \frac{L_c}{\sum N_j} \quad I_v = \frac{3,434 \cdot 10^{10}}{15840} \quad I_v = 2167929,29 \Rightarrow I_v = 2167929 \text{ vývalků} \quad (64)$$

Životnost ozubení L

$$L = \frac{I_v \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = \frac{2167929 \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = 1842,74 \text{ let} \quad (65)$$

Také tato životnost je dle mého názoru dostačující. Ložisko bylo voleno s ohledem na konstrukci hřídele a proto je jeho životnost větší než nutná. Pokud by všech 51 vývalků způsobovalo takto velké poškození byla by životnost $L/51=36,13 \text{ let}$.

5.3.3 Výpočet životnosti ložiska 32 038 X/DF

Dvojitě kuželíkové ložisko 32 038 X/DF zachycuje radiální a axiální síly působící na výstupním hřídeli. Ložisko tedy tvoří pevnou podporu blíže výstupu rozvodovky dle obr. 4.1. Ložisko je zatíženo jmenovitou radiální silou $F_r=51789 \text{ N}$ a axiální silou působící na hřídel $F_a= 57\,372 \text{ N}$. Základní údaje o ložisku jsou dle [10] str. 680 a str. 681 tyto: $C=1120 \text{ kN}$, $C_o=2400 \text{ kN}$, $e=0,44$, $Y_2=2,3$.

Poměr axiální k radiální síle i_F

$$i_F = \frac{F_a}{F_r} \quad i_F = \frac{57372}{51789} \quad i_F = 1,1 \quad (66)$$

Poměr sil $i_F=1,1$ je větší než výpočtový faktor $e=0,44$. Výpočet ekvivalentních dynamických zatížení proběhne tedy dle vztahu (61) z [10] str. 672. Výpočet provedu pro příklad pro jmenovité hodnoty sil. Hodnoty vypočtené pro hladinové zatížení jsou uvedeny v tab. 5.6.

Výpočet jmenovitého ekvivalentního dynamického zatížení P_{jm}

$$P_{jm} = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad P_{jm} = 0,67 \cdot 51789 + 2,3 \cdot 57372 \quad P_{jm} = 166655 \text{ N} \quad (67)$$

Tab. 5.6 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32038 X/DF

Hladina j	N_j	$F_{rj} [N]$	$F_{aj} [N]$	$P_j [N]$
1	1	174945	195962	567926
2	13	164597	185078	535960
3	21	145923	163304	473368
4	84	126574	141530	410325
5	68	107225	119757	347281
6	104	87876	97983	284237
7	127	68527	76209	221193
8	335	49179	54435	158150
9	1487	26403	32661	92810
10	13600	9420	10887	31352

Po dosazení potřebných hodnot do programu vyšla životnost ložiska viz. obr. 5.14. Limitní počet cyklů je pro výpočet $N_c=1 \cdot 10^6$ a směrnice je pro křivkový styk v ložisku $p=3,3$.

Výsledky výpočtu životnosti		Palmgren	Miner	Haibach	Corten-Dolan
Celková intenzita poškození	$D_c [-]$	0.0000			
Ekvivalentní síla	$F_e [N]$	120181			
Poměrné ekvivalentní zatížení	$K_A [-]$	0.7211			
Životnost	$L_c [cyk]$	1.691E+9			
Bezpečnost k dynamické únosnosti	$K_c =$	1.972			
Bezpečnost ke statické únosnosti	$K_{st} =$	4.226			
Kresli spektrum		Průběh poškození		Zpět	

Obr. 5.14

Počet vývalků I_v

$$I_v = \frac{L_c}{\sum N_j} \quad I_v = \frac{1,691 \cdot 10^9}{15840} \quad I_v = 106755,1 \Rightarrow I_v = 106755 \text{ vývalků} \quad (68)$$

Životnost ozubení L

$$L = \frac{I_v \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = \frac{106755 \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = 90,74 \text{ let} \quad (69)$$

Životnost ložiska je $L_v = 90,74 \text{ let}$. Ložisko 32 038 X/DF má nejnižší životnost ze všech ložisek v rozvodovce. Je to způsobeno tím, že přenáší značně veliké axiální síly. Životnost je určena pouze pro jeden druh vývalku a je tedy pravděpodobné, že pro celý válcovací program bude životnost tohoto ložiska nedostačující. V případě, že všech 51 vývalků poškodí ložisko stejně je jeho životnost $L/51 = 1,78 \text{ let}$.

5.3.4 Výpočet životnosti ložiska 23 132 CC/W33

Dvouřadé soudečkové ložisko dovoluje axiální posuv výstupního hřídele vlivem teplotní roztažnosti materiálu. Nepřenáší tedy axiální síly působící v hřídeli, ale jen síly radiální. Při jmenovitém zatížení rozvodovky působí na ložisko radiální síla $F_r = 67260 \text{ N}$. Poměr axiální síly k síle radiální v ložisku je tedy $i_F = 0$ a výpočet ekvivalentního jmenovitého dynamického zatížení

proběhne po dosazení hodnot pro toto ložisko dle vztahu (61). Parametry ložiska jsou $C=980 \text{ kN}$, $C_o=1370 \text{ kN}$, $e=0,3$, $Y_l=2,3$ dle [10] str. 718 a str. 719.

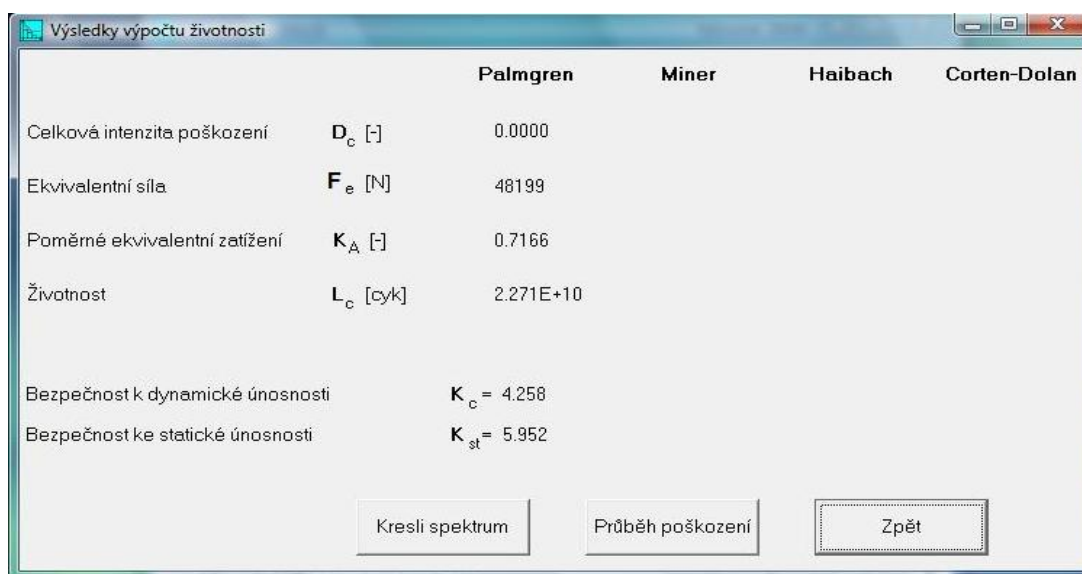
Výpočet ekvivalentního jmenovitého dynamického zatížení P_{jm}

$$P_{jm} = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad P_{jm} = 67260 + 2,3 \cdot 0 \quad P_{jm} = 67260 \text{ N} \quad (61b)$$

Hladinová ekvivalentní dynamická zatížení se vypočtou dle vztahu (57b) pro zadané síly F_{rj} a F_{aj} . Výsledky obsahuje tab. 5.7. Také zde volím bazový počet cyklů $N_c=1 \cdot 10^6$ a $p=3,3$. Vypočtená životnost je na obr. 5.15.

Tab. 5.6 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32038 X/DF

Hladina j	N_j	$F_{rj} [N]$	$F_{aj} [N]$	$P_j [N]$
1	1	230171	0	230171
2	13	215772	0	215772
3	21	191782	0	191782
4	84	166187	0	166187
5	68	140592	0	140592
6	104	114997	0	114997
7	127	89402	0	89402
8	335	63807	0	63807
9	1487	29305	0	29305
10	13600	9614	0	9614



Obr. 5.15

Počet vývalků I_v

$$I_v = \frac{L_c}{\sum N_j} \quad I_v = \frac{2,271 \cdot 10^{10}}{15840} \quad I_v = 1433712,1 \Rightarrow I_v = 1433712 \text{ vývalků} \quad (70)$$

Životnost ozubení L

$$L = \frac{I_v \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = \frac{1433712 \cdot 3 \cdot 51}{60 \cdot 10 \cdot 300} \quad L = 1218,66 \text{ let} \quad (71)$$

Životnost ložiska 23132 CC/W33 je $L_v = 1218,66 \text{ let}$ pro zatížení při válcování vývalku o rozměrech 320x250x1627,6 mm. Nepředpokládám, že by životnost ložiska při válcování všech druhů vývalků klesla pod únosnou mez. Kdyby poškození bylo stejné i pro ostatní druhy vývalků byla by životnost ložiska $L/51 = 23,90 \text{ let}$. Ložisko je tedy z ohledu životnosti vyhovující.

6. Závěr

V této diplomové práci jsem provedl návrh konstrukce kuželové rozvodovky. U nejdůležitějších součástí jsem určil jejich životnosti a dospěl jsem k závěru, že většina navržených součástí je schopna provozu. Nízkou hodnotou životnosti se vykazuje vstupní hřídel. U této hřídele byla životnost počítána pro hodnotu meze únavy v místě přechodu válcové části hřídele na menší průměr s evolventním drážkováním pod vstupním kolem 2. V tomto místě má vstupní hřídel nejnižší hodnotu celkové bezpečnosti určené ze jmenovitého zatížení. Mnou navržené konstrukční úpravy pomohly zvýšit mez únavy v tomto místě, ale dosažené zlepšení není úplně dostačující, v tom smyslu, že je životnost hřídele stále nižší než požadovaná. Bude tedy nutné věnovat tomuto místu na vstupním hřídeli další pozornost.

Druhou problematickou součástí je dvojité kuželíkové ložisko 32 038 X/DF na výstupním hřídeli. Na toto ložisko působí během provozu rozvodovky značné axiální síly, které mají za následek vysoké ekvivalentní zatížení ložiska. Vypočtená životnost tohoto ložiska je o řád nižší než u ostatních ložisek a předpokládám, že během funkce rozvodovky, při válcování všech druhů vývalků, by mohlo dojít k jeho poruše. Pro další bezproblémovou funkci rozvodovky tedy bude nutné zvážit použití ložiska s vhodnějšími parametry nebo realizovat pravidelné kontroly ložiska případně jeho trvalé sledování v provozu pomocí příslušné diagnostiky.

Seznam použité literatury

- [1] MORAVEC, Vladimír., HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80 - 248 - 0878 - 1
- [2] DRASTÍK, František., a kolektiv. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. vydání. Ostrava: MONTANEX, 1999. 722 s. ISBN 80 - 85780 - 95 - X
- [3] LEINVEBER, Jan., VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vydání. Úvaly: ALBRA, 2003. 866 s. ISBN 80 - 86490 - 74 - 2
- [4] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003. 31 s.
- [5] MYNÁŘ, Vladimír., a kolektiv. *Části strojů: Převody - 2. část*. Opava: Národní tiskařské závody, 1977. 142 s.
- [6] BOHÁČEK, František., a kolektiv. *Části a mechanismy strojů III: Převody*. Brno: Ediční středisko VUT Brno, 1987. 267 s. 55 - 618 - 87
- [7] MORAVEC, Vladimír., PIŠTÁČEK, Daniel. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. 102 s. ISBN 978 - 80 - 248 - 0980 - 9
- [8] DEJL, Zdeněk., FOLTA, Zdeněk., PIŠTÁČEK, Daniel. *Tenzometrické měření krouticích momentů na klubových hřídelích pohonu vertikálních válců válcovací stolice UT - ŽDB Bohumín*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2002. D39 - 321298/347
- [9] Norma ČSN 01 4686 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol
- [10] Katalog ložisek firmy SKF Group. 2005.
- [11] DEJL, Zdeněk., FOLTA, Zdeněk. *Výpočet životnosti ozubení na ohyb a na dotyk převodovky se stochastickým zatížením - Prezentace*

Seznam příloh

Příloha č. 1 Vypočtené rozměry ozubení

Příloha č. 2 Průběhy napětí na hřídelích

Příloha č. 3 Sestavný výkres SN2KIK01-A01-00

Příloha č. 4 Seznam položek SN2KIK01-A04-K01

Příloha č. 5 Výrobní výkres vstupního hřídele SN2KIK01- A03-02

Příloha č. 6 Výrobní výkres vstupního kola 1 SN2KIK01- A03-03